



# Inovace zařízení pro zdvihání a natočení SPS boxů

## Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 3909T010 – Inovační inženýrství  
*Autor práce:* **Bc. Michal Jarý**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.





# Innovation of the device for lifting and rotating SPS boxes

## Master thesis

*Study programme:* N2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 3909T010 – Innovation Engineering  
*Author:* **Bc. Michal Jarý**  
*Supervisor:* prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal Jarý**

Osobní číslo: **S17000214**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Inovační inženýrství**

Název tématu: **Inovace zařízení pro zdvihání a natočení SPS boxů**

Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Proveďte inovaci zařízení pro zdvihání a natočení SPS boxů. Zařízení bude součástí výrobní linky sloužící pro montáž klimatizačních jednotek ve společnosti DENSO Manufacturing Czech s.r.o. Zařízení musí splňovat následující parametry:

- hmotnost zdvihaného SPS boxu s díly: maximálně 10kg
  - velikost zdvihaného SPS boxu: 800x200x400 mm
  - výška zdvihu: 500mm
  - úhel natočení SPS boxu: o 75
  - doba cyklu: maximálně 25s
1. Seznamte se s dosavadním stavem řešení zdvihání a natočení SPS boxů ve firmě DENSO Manufacturing Czech s.r.o. ve vztahu k tématu práce a tento stav popište.
  2. Proveďte průzkum potenciálních řešení, včetně patentové rešerše.
  3. Navrhněte min. tři koncepty možných řešení odstraňující zjištěné nedostatky, při zachování daných prostorových dispozic. Navržené varianty objektivně zhodnoťte a proveďte výběr nejlepší varianty.
  4. Vybraný koncept optimalizujte z hlediska metod DFX, FMEA a dalších metod v oblasti předvýrobních etap.
  5. Proveďte detailní konstrukci vybrané varianty a pevnostní a frekvenční výpočty (3D sestava, výkresová dokumentace počítaných dílů)
  6. Ekonomické zhodnocení
  7. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby  
Rozsah pracovní zprávy: 50  
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická  
Seznam odborné literatury:

- [1] PEŠÍK, L. Části strojů. 1. díl. Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 978-80-7372-573-0 [2] PEŠÍK, L. Části strojů. 2. díl. Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 978-80-7372-574-7 [3] MAŠÍN I. a P. JIRMAN. Metody systematické kreativity. Liberec: Technická univerzita v Liberci 2012. ISBN 978-80-7372-853-3 [4] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. Strojnické tabulky. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4 [5] MAŠÍN I. a L. ŠEVČÍK. Metody inovačního inženýrství: Inovace, plánování a navrhování výrobku. Vyd. 1. Liberec: Institut technologií a managementu, 2006. ISBN 80-903533-0-4 [6] MAŠÍN, I. Inovační inženýrství - Plánování a návrh inovovaného výrobku. 1. vydání. Liberec: TUL, 2012. 168s. ISBN 978-80-7372-852-6.  
[7] MIČKAL, Karel. Strojnictví, Části strojů. Praha: Sobotáles, 1995, ISBN 80-85920-01-8  
[8] GAŠPARÍK, M.-GAFF, M. Manipulační a dopravní technika I. 2016. ISBN 978-80-213-2619-4. [9] <https://www.hennlich.cz>  
[10] [https://www.festo.com/cms/cs\\_cz/index.htm](https://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm)  
[11] <https://www.hiwin.cz>  
[12] Databáze knihovny TUL

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
Katedra částí a mechanismů strojů  
Konzultant diplomové práce: Ing. Radek Felcman

Datum zadání diplomové práce: 20. listopadu 2018  
Termín odevzdání diplomové práce: 12. května 2020

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. listopadu 2018



## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS STAG se shodují.

22. 4. 2019

Bc. Michal Jarý

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a také ochotné jednání. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Radku Felcmanovi konzultantovi z firmy DENSO Manufacturing Czech s.r.o.. V neposlední řadě také děkuji své rodině a přítelkyni za podporu a trpělivost při psaní této diplomové práce.

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zabývá inovací zařízení pro zdvihání a natočení SPS boxů. Zařízení bude součástí výrobní linky pro montáž klimatizačních jednotek ve společnosti DENSO Manufacturing Czech s.r.o.. V první části se práce zabývá analýzou současného stavu stávajícího zařízení a také stavu výrobní linky určené pro inovované zařízení. Dále je provedena patentová rešerše doplněna o průzkum trhu. Po vygenerování konceptů je vybrán vítězný koncept dle stanovených kritérií. Vybraný koncept je dále optimalizován pomocí metod FMEA-K a DFX. Dále se práce zabývá detailní konstrukcí vybraného konceptu, ve které je objasněna volba a výpočty jednotlivých komponentů. Součástí diplomové práce je také 3D model zařízení, výkresová dokumentace sestavy a počítaných součástí. V poslední řadě je provedeno ekonomické zhodnocení.

## **Klíčová slova**

Zdvihnutí a natočení boxu, lineární pohon, ložiska, modální analýza

## **Annotation**

This master thesis deals with innovation of device for lifting and rotating SPS boxes. The device will be a part of production line for assembly air-conditioning unit in DENSO Manufacturing Czech s.r.o. company. The first part of the thesis deals with analysis of device in the present condition and also with assembly's condition given for innovation device. There is also made a patent research supplemented by a market research. The winning concept is chosen after the concept's generate according to determined standards. The chosen concept is optimized with FMEA-K and DFX methods. The thesis contains detailed construction of the chosen concept, where are choice and calculation of single components clarified. The part of the thesis are also 3D model of the device, drawing documentation of composition and counted components. In the end is the economic evaluation accomplished.

## **Keywords**

Lifting and rotating box, linear drive, bearings, modal analysis

# Obsah

Přehled použitých značek a symbolů .....	10
1 Úvod.....	14
1.1 Představení firmy Denso Manufacturing Czech s.r.o. (DMCZ).....	14
2 Cíle práce.....	16
3 Analýza současného stavu.....	17
3.1 Výrobní linka A .....	17
3.2 Výrobní linka B .....	18
3.2.1 Popis stávajícího zařízení .....	19
3.2.2 Pracovní postup .....	21
3.2.3 Zhodnocení stávajícího stavu zařízení .....	22
3.3 Inovační záměr .....	23
3.4 Inovační prohlášení.....	23
4 Inovační příležitosti.....	24
4.1 Patentová rešerše .....	24
4.1.1 Patent 1 (US7832694B2) .....	25
4.1.2 Patent 2 (EP0999152A1).....	25
4.1.3 Patent 3 (US8777551B1) .....	26
4.2 Průzkum trhu .....	27
4.2.1 Rámová konstrukce .....	27
4.2.2 Lineární pohony .....	28
4.2.3 Průmyslový robot .....	31
4.2.4 Vertikální dopravník .....	32
5 Návrh konceptů řešení.....	33
5.1 Koncept A.....	33
5.2 Koncept B .....	35

5.3	Koncept C .....	40
5.4	Výběr finálního konceptu .....	43
6	Optimalizace vítězného konceptu .....	46
6.1	Metody DFX.....	46
6.1.1	Design for Assembly (DFA) .....	46
6.1.2	Design for Manufacture (DFM) .....	46
6.1.3	Design for Disassembly (DFD).....	48
6.1.4	Design for Maintainability (DFMT) .....	48
6.1.5	Design for Environment (DFE).....	48
6.2	Metoda FMEA-K.....	49
7	Detailní konstrukce vítězného konceptu .....	51
7.1	Životnost komponentů.....	51
7.2	Deska .....	51
7.3	Elektromechanický lineární pohon.....	51
7.3.1	Parametry pro výběr typu lineárního pohonu.....	51
7.3.2	Výběr lineárního pohonu.....	55
7.4	Lineární vedení .....	56
7.4.1	Síly při pohybu nahoru .....	57
7.4.2	Síly při pohybu dolů .....	57
7.4.3	Ekvivalentní zatížení .....	58
7.4.4	Statický faktor .....	58
7.4.5	Střední zátěž na každý vozík .....	58
7.4.6	Nominální životnost .....	58
7.5	Čepy a ložiska v rotačních uloženích .....	59
7.5.1	Reakce v rotačních uloženích.....	59
7.5.2	Rotační uložení 1 .....	60
7.5.3	Rotační uložení 2.....	62

7.5.4	Rotační uložení 3 .....	64
7.5.5	Rotační uložení plošiny .....	66
7.6	Pneumatický zarážkový válec .....	68
7.7	Modální analýza rámu .....	69
7.8	Konstrukce (3D sestava).....	70
7.9	Řízení zařízení .....	71
7.10	Pracovní postup.....	72
8	Ekonomické zhodnocení .....	74
9	Závěrečné zhodnocení.....	75
	Použitá literatura .....	77
	Přehled použitých obrázků a tabulek .....	79
	Seznam příloh.....	82

## Přehled použitých značek a symbolů

<b>Značky a symboly použité v kapitole 7.3</b>		
značka	název	jednotka
$a$	Délka horního ramene nůžkového mechanismu	[mm]
$b$	Délka dolního ramene nůžkového mechanismu	[mm]
$c$	Potřebná délka zdvihu lineárního pohonu	[mm]
$d$	Výška zdvihu boxu	[mm]
$e$	Polovina délky dolní příčky zdvihací plošiny	[mm]
$F_0$	Předpětí pružiny	[N]
$F_{max}$	Maximální síla v pružině	[N]
$g$	Možné posunutí působisté tíhové síly	[mm]
$G$	Tíhová síla od boxu	[N]
$R$	Tuhost pružiny	[N/mm]
$x$	Protažení pružiny	[mm]
$\alpha$	Výstupní úhel boxu	[°]
$\beta$	Úhel nakloněné roviny	[°]
<b>Značky a symboly použité v kapitole 7.4</b>		
značka	název	jednotka
$a_1$	Zrychlení	[m. s <sup>-2</sup> ]
$a_2$	Zpomalení	[m. s <sup>-2</sup> ]
$C_0$	Statická únosnost	[N]
$C$	Dynamická únosnost	[N]
$f_h$	Faktor tvrdosti	[-]
$f_s$	Statický faktor	[-]
$f_t$	Teplotní faktor	[-]
$f_w$	Zátěžový faktor	[-]
$g$	Gravitační zrychlení	[m. s <sup>-2</sup> ]
$l_1$	Vertikální vzdálenost vozíků od sebe	[mm]
$l_2$	Horizontální vzdálenost vozíků od sebe	[mm]
$l_3$	Poloha těžiště	[mm]
$l_4$	Poloha těžiště	[mm]

$L$	Nominální životnost lineárního vedení	[km]
$l_s$	Délka zdvihu	[mm]
$m_1$	Pohybovaná hmotnost při pohybu nahoru	[kg]
$m_2$	Pohybovaná hmotnost při pohybu dolů	[kg]
$P_D$	Síly působící na vozíky při pohybu dolů během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_N$	Síly působící na vozíky při pohybu nahoru během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{TD}$	Síly působící na vozíky při pohybu dolů během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{TN}$	Síly působící na vozíky při pohybu nahoru během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{Ta1D}$	Síly působící na vozíky při pohybu dolů během zrychlení	[N]
$P_{Ta1N}$	Síly působící na vozíky při pohybu nahoru během zrychlení	[N]
$P_{Ta2D}$	Síly působící na vozíky při pohybu dolů během zpomalení	[N]
$P_{Ta2N}$	Síly působící na vozíky při pohybu nahoru během zpomalení	[N]
$P_{a1D}$	Síly působící na vozíky při pohybu dolů během zrychlení	[N]
$P_{a1N}$	Síly působící na vozíky při pohybu nahoru během zrychlení	[N]
$P_{a2D}$	Síly působící na vozíky při pohybu dolů během zpomalení	[N]
$P_{a2N}$	Síly působící na vozíky při pohybu nahoru během zpomalení	[N]
$P_{ED}$	Ekvivalentní zatížení vozíku při pohybu dolů během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{EN}$	Ekvivalentní zatížení vozíku při pohybu nahoru během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{Ea1D}$	Ekvivalentní zatížení vozíku při pohybu dolů během zrychlení	[N]
$P_{Ea1N}$	Ekvivalentní zatížení vozíku při pohybu nahoru během zrychlení	[N]
$P_{Ea2D}$	Ekvivalentní zatížení vozíku při pohybu dolů během zpomalení	[N]
$P_{Ea2N}$	Ekvivalentní zatížení vozíku při pohybu nahoru během zpomalení	[N]
$P_m$	Střední zátěž na každý vozík	[N]
$x_1$	Uražená dráha během zrychlení	[mm]
$x_2$	Uražená dráha během zpomalení	[mm]
$x_3$	Uražená dráha během rovnoměrného pohybu	[mm]



<b>Značky a symboly použité v kapitole 7.5</b>		
$B$	Šířka ložiska	[mm]
$C_0$	Statická únosnost	[N]
$C$	Dynamická únosnost	[N]
$d$	Průměr čepu	[mm]
$D$	Vnější průměr ložiska	[mm]
$e$	Výpočtový součinitel ložisek	[-]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_d$	Dolní hodnota síly	[N]
$F_h$	Horní hodnota síly	[N]
$F_m$	Střední hodnota síly	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$G_b$	Tíhová síla od boxu	[N]
$G_p$	Tíhová síla od dolní příčky zdvihací plošiny	[N]
$h$	Počet kinematických vazeb	[-]
$I$	Počet stupňů volnosti nůžkového mechanismu	[°]
$i_j$	Počet stupňů volnosti příslušící kinematické vazbě	[-]
$k_c$	Celková bezpečnost	[-]
$k_p$	Požadovaná bezpečnost	[-]
$l$	Délka	[mm]
$L$	Životnost ložisek	[otáčky]
$m_b$	Hmotnost boxu	[kg]
$M_o$	Ohybový moment	[N.mm]
$m_p$	Hmotnost dolní příčky zdvihací plošiny	[kg]
$n$	Počet těles včetně rámu	[-]
$P$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
$R$	Reakce v uloženíh	[N]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$x$	Délka	[mm]
$y$	Délka	[mm]
$Y$	Výpočtový součinitel ložisek	[-]
$z$	Délka	[mm]

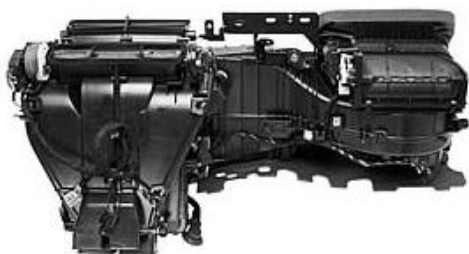
$\sigma_{oD}$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_F$	Fiktivní napětí	[MPa]
$\sigma_o$	Napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{oa}$	Amplituda napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{oc}$	Mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_{oc*}$	Mez únavy v ohybu skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_{od}$	Dolní napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{oh}$	Horní napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{om}$	Střední napětí v ohybu	[MPa]
$\alpha$	Výstupní úhel boxu	[°]
$\nu$	Součinitel velikosti	[-]
$\eta$	Součinitel jakosti povrchu	[-]
<b>Značky a symboly použité v kapitole 7.6</b>		
$F_q$	Příčná síla	[N]
$F_t$	Třecí síla	[N]
$m$	Hmotnost boxu	[kg]
$p$	Provozní tlak	[bar]
$v$	Dopravní rychlost	[m/min]
$\mu$	Koeficient tření	[-]

# 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá inovací zařízení (jednouúčelového stroje) pro zdvihání a natočení SPS boxů. Téma diplomové práce vzniklo ve spolupráci s firmou DENSO Manufacturing Czech s.r.o. (DMCZ). DMCZ je jedním z předních světových dodavatelů pro automobilový průmysl. Automobilový průmysl neustále navyšuje objem výroby, snižuje náklady a zvyšuje efektivitu výroby ve vlastních továrnách i u dodavatelů. Tím vzniká vysoká poptávka na kvalitní lidskou pracovní sílu, ale také na efektivní a spolehlivé jednouúčelové stroje. Jednouúčelové stroje se nachází v celém výrobním procesu a zaujímají svoje nezastupitelné místo. Jednak čím dál tím více nahrazují lidskou pracovní sílu, které je v posledních letech nedostatek, také se ale využívají ke snížení zátěže na pracovníky generované monotónně se opakující prací. Je tedy nutné, aby se současné jednouúčelové stroje inovovaly a tím se zvyšovala konkurenceschopnost podniků.

## 1.1 Představení firmy Denso Manufacturing Czech s.r.o. (DMCZ)

DMCZ je předním výrobcem automobilových klimatizací a jejich součástí (klimatizační jednotka, topné těleso, kondenzátor, chladič, výparník, řemenice). Mezi zákazníky patří např. Porsche, Lamborghini, Bentley, BMW, Mercedes-Benz, Škoda auto atd. [1].



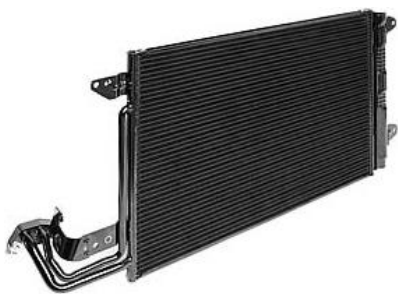
Obr. 1.1.1 Klimatizační jednotka [1]

„**Klimatizační jednotka** je srdcem klimatizace, kde se potkává vzduchový, chladicí a topný okruh“ [1].



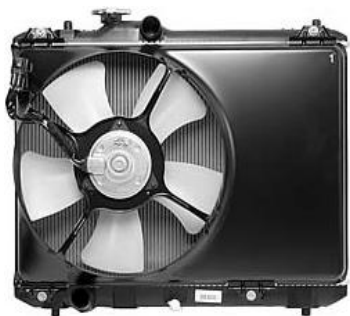
Obr. 1.1.2 Topné těleso [1]

„**Topné těleso** je tepelný výměník, který je napojen na vodní topný okruh. Ohřívá upravovaný vzduch teplem, které je odebíráno z motoru“ [1].



Obr. 1.1.3 Kondenzátor [1]

„**Kondenzátor** je tepelný výměník, ve kterém probíhá kondenzace par chladicího média vysoké teploty a tlaku do kapalné fáze. Kondenzátor je umístěn před nebo vedle chladiče“ [1].



Obr. 1.1.4 Chladič [1]

„**Chladič** je tepelný výměník, který slouží k ochlazování chladicí kapaliny z motoru“ [1].



Obr. 1.1.5 Výparník [1]

„**Výparník** je tepelný výměník, který je součástí chladicího cyklu. Ochladzuje a vysušuje procházející vzduch“ [1].



Obr. 1.1.6 Řemenice [1]

„**Řemenice** je kladka, která slouží pro převod řemenem“ [1].

## 2 Cíle práce

Cílem této diplomové práce je inovace zařízení pro zdvihání a natočení SPS boxů (dále jen boxů). Zařízení bude součástí výrobní linky pro montáž klimatizačních jednotek ve společnosti DENSO Manufacturing Czech s.r.o.. Inovace bude zaměřena především na odstranění nedostatků stávajícího zařízení a také k průzkumu dalších možných řešení zdvižení a natočení boxu do požadované polohy. Zařízení musí splňovat parametry uvedené v tabulce 1.

*Tab. 1 Parametry zařízení*

<b>parametr</b>	<b>hodnota</b>
hmotnost zdvihaného boxu s díly	10 [kg]
velikost zdvihaného boxu	800x200x400 [mm]
výška zdvihu	500 [mm]
úhel natočení boxu	o 75 [°]
doba cyklu	25 [s]

Nejprve je potřeba analyzovat stav stávajícího zařízení, které zdvihá a natáčí boxy do požadované polohy. Stav je potřeba popsat a kriticky zhodnotit. Kritické hodnocení ukáže možné příležitosti ke zlepšení. Také je nutné popsat současný stav výrobní linky, pro kterou je inovované zařízení určené. V dalším kroku je potřeba provést patentovou rešerši doplněnou o průzkum trhu. Tento krok odhalí zajímavé myšlenky, nápady a možnosti, pomocí kterých, lze zjištěné nedostatky odstranit. V dalším kroku budou vygenerovány tři koncepty, které odstraňují zjištěné nedostatky. Jediné omezení při generování konceptů je zástavbový prostor, jenž je omezen na 2500x3500x2500 [mm]. Navržené koncepty je potřeba objektivně zhodnotit a pomocí zvolených kritérií vybrat vítězný koncept. V dalším kroku bude vítězný koncept optimalizován z hlediska metod DFX a FMEA-K. Dále bude provedena detailní konstrukce vítězného konceptu včetně pevnostních, kontrolních a frekvenčních výpočtů. Požadovaná živostnost zařízení je stanovena na 3 [roky]. Dále bude vytvořen 3D model zařízení, výkresová dokumentace sestavy a počítaných dílů. Na závěr bude provedeno ekonomické a závěrečné zhodnocení.

### 3 Analýza současného stavu

V této kapitole budou popsány dvě výrobní linky pro montáž klimatizačních jednotek.

- **Výrobní linka A** – výrobní linka určená pro inovované zařízení (ruční zdvihání boxů)
- **Výrobní linka B** – výrobní linka se současným zařízením (zdvihání boxů pomocí zařízení)

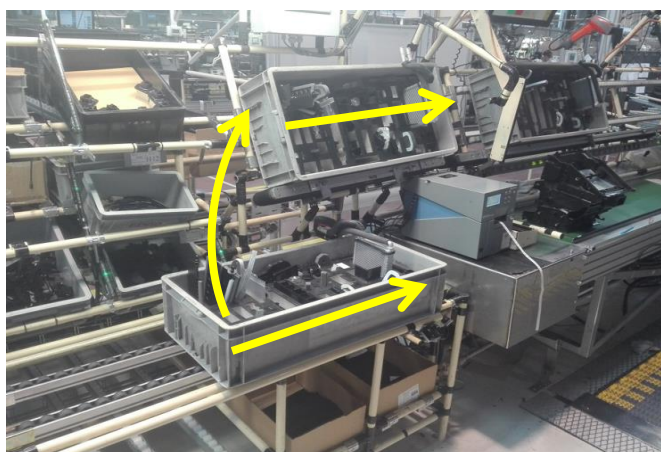
Vzhledem k práci se výrobní linky liší pouze hmotností a velikostí zdvihaného boxu viz tabulka 2.

Tab. 2 Rozdíl výrobních linek

	rozměr boxu [mm]	hmotnost boxu [kg]
<b>Výrobní linka A</b>	800x200x400	10
<b>Výrobní linka B</b>	600x150x350	8

Z tabulky vyplývá, že inovované zařízení bude navrženo na horší variantu boxů.

#### 3.1 Výrobní linka A



Obr. 3.1.1 Výrobní linka A

Inovované zařízení má být umístěno na výrobní lince pro montáž klimatizačních jednotek (obr. 3.1.1). Zjednodušeně lze výrobní linku rozdělit na dva úseky. V prvním úseku je box umístěn ve vodorovné poloze. Operátor v tomto úseku box plní potřebným materiálem a ručně posouvá po kolejnicích. Na konci tohoto úseku operátor box ručně zdvihne, otočí o 75 [°] a umístí na dopravní pás. V druhém úseku výrobní linky box pojíždí po hnaném dopravním pásu. Box pojíždí po celé délce linky a slouží jako zásobník materiálu pro jednotlivá montážní pracoviště.

Ruční zdvihání boxu s materiálem generuje pro operátora značnou ergonomickou zátěž patrnou z tabulky 3.

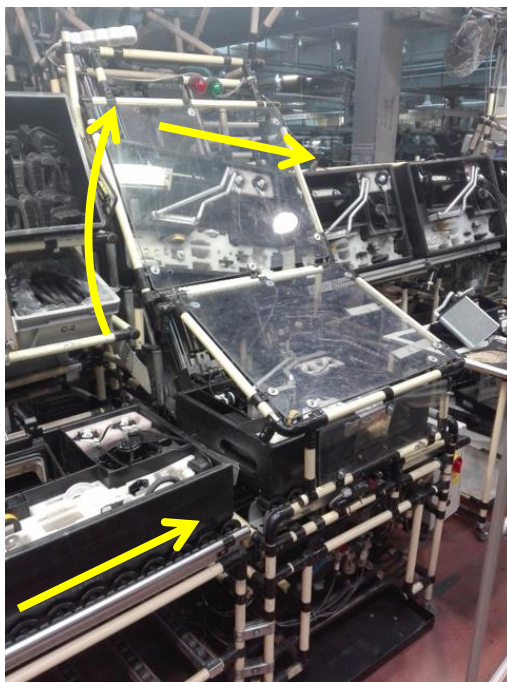
Tab. 3 Ergonomická zátěž

hmotnost boxu	10 [kg]
doba cyklu	25 [s]
čistý pracovní fond směny	25800 [s]
počet zdvihnutí boxu za směnu	<b>1032</b>
celková zdvihnutá hmotnost za směnu	<b>10320 [kg]</b>

Výrobní linka disponuje zdrojem elektřiny a stlačeného vzduchu. S těmito zdroji lze počítat při návrhu inovovaného zařízení.

### 3.2 Výrobní linka B

Současné zařízení pro zdvihání a natočení boxu je umístěno na výrobní lince pro montáž klimatizačních jednotek pro jiného zákazníka než v případě výrobní linky A (obr. 3.2.1).



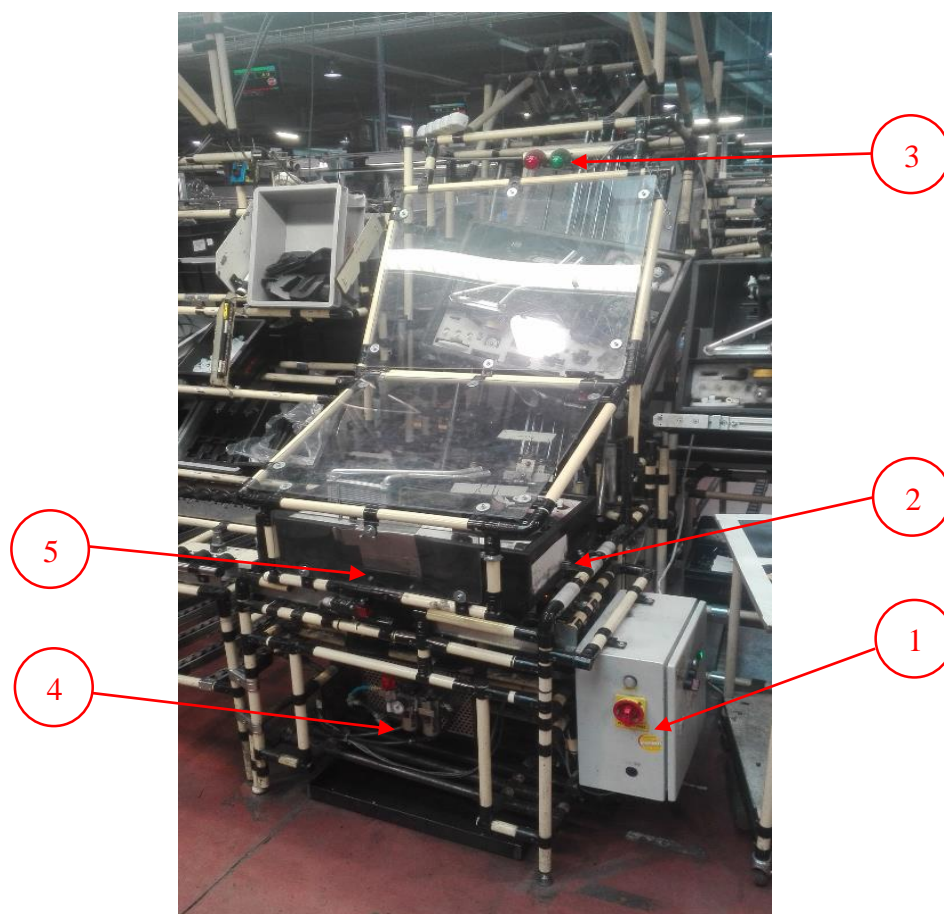
Obr. 3.2.1 Výrobní linka B

Stejně jako v případě výrobní linky A je v prvním úseku box naplněn požadovaným materiálem a nachází se ve vodorovné poloze. Poté je pomocí mechanismu zařízení zdvihnut a otočen o 75 [°]. V druhém úseku box opět pojíždí po hnaném dopravním pásu a slouží jako zásobník materiálu pro jednotlivá montážní pracoviště.



### 3.2.1 Popis stávajícího zařízení

Zařízení (obr. 3.2.2) bylo navrženo jako funkční prototyp, který odstraňuje ergonomickou zátěž na operátora generovanou zdviháním a natočením boxu. Zařízení lze provozovat ve dvou režimech (automatický/manuální). V automatickém režimu operátor pouze zakládá boxy do zařízení. V manuálním režimu může operátor zdvihacím mechanismem pohybovat libovolně ve směru nahoru a dolů. Rám je tvořen stavebnicovým trubkovým systémem od firmy Beewatec. Trubky jsou navzájem spojeny pomocí spojek a šroubů. Spoje jsou dodatečně opatřeny nýty ke zvýšení celkové tuhosti rámu. Zařízení je částečně zakrytované průhledným plexisklem. Na vstupu do zařízení je umístěn zářezový pneumatický válec, který brání založení boxu, pokud není zdvihací mechanismus v dolní poloze.

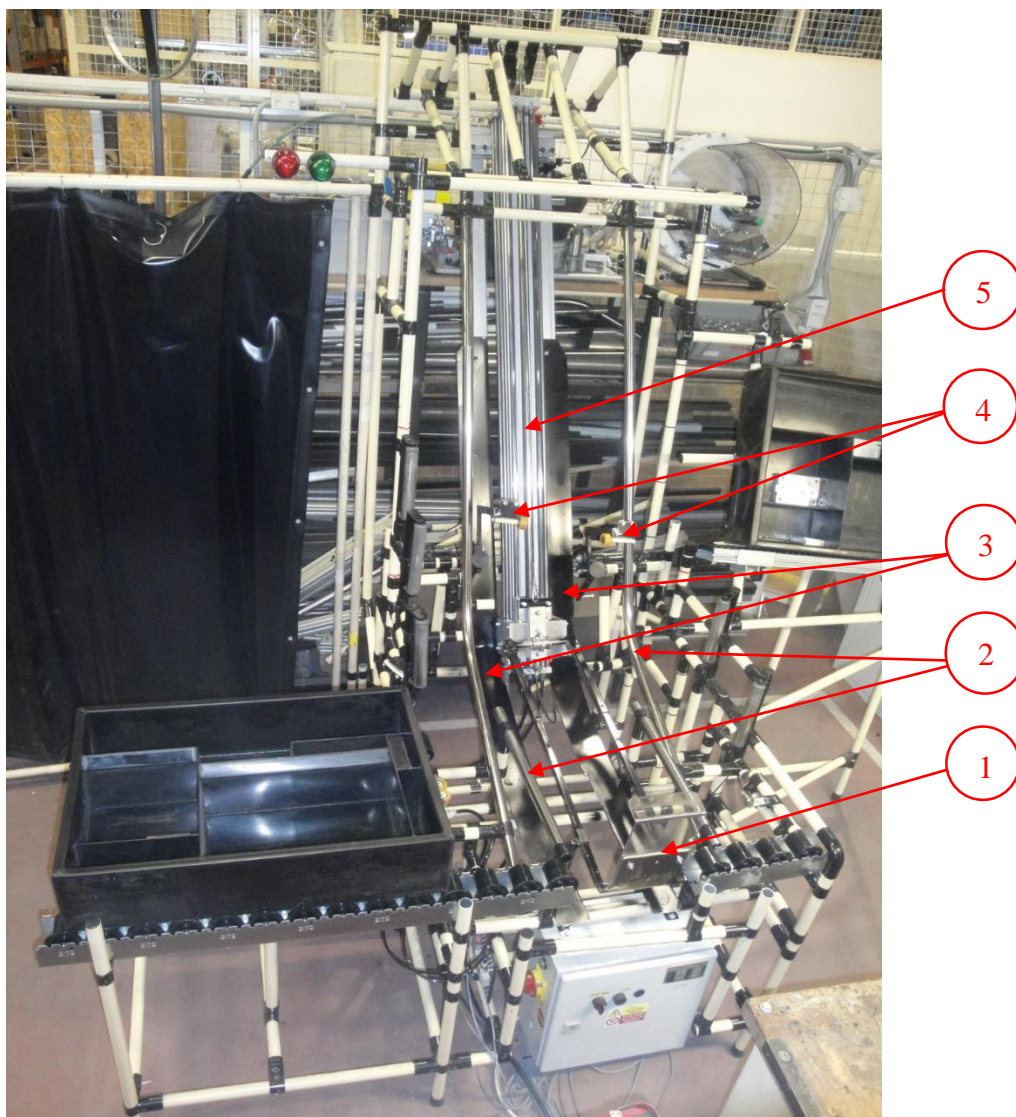


Obr. 3.2.2 Stávající zařízení (zakrytované)

1 – rozvodná skříň s ovládacími prvky, 2 – doraz boxu, 3 – andon, 4 – prvky pneumatického obvodu, 5 - válečková trať

Box je v zařízení veden pomocí válečkové trati, doraz boxu je řešen kuličkovými ložisky. Řídící prvky pneumatického obvodu jsou umístěny ve spodní části zařízení. Zařízení je také opatřeno andonem, sloužícím jako světelný ukazatel informujícím o aktuálním stavu pracoviště (zelená - produkce, červená - porucha).





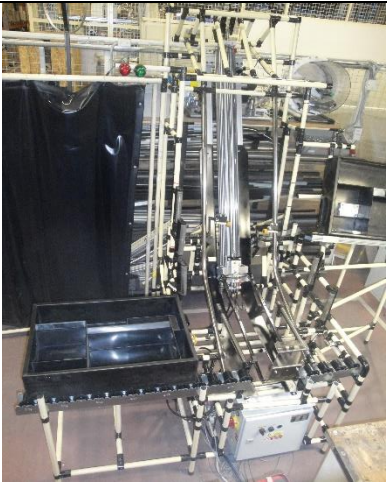
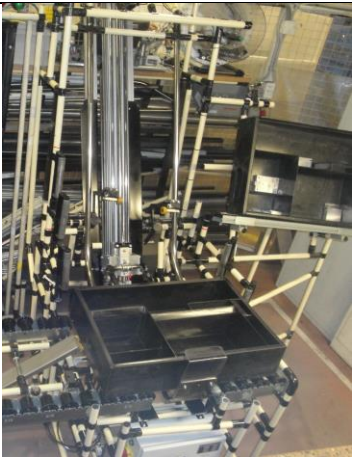
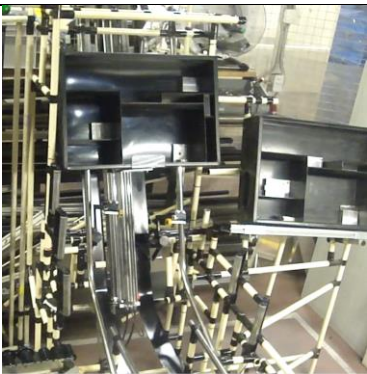

*Obr. 3.2.3 Stávající zařízení (bez zakrytování)*

1 - zdvihací plošina, 2 - podpůrné tyče, 3 – dráha z ohýbaného plechu, 4 – výklopné ramena, 5 – pneumatický lineární pohon

Pro snadnější pochopení funkce zdvihacího mechanismu je na obr. 3.2.3 zobrazeno zařízení bez zakrytování. Zdvihání boxu zajišťuje zdvihací plošina rotačně uložená na jezdcí pneumatického lineárního pohonu. Lineární pneumatický pohon je skloněn pod úhlem  $15^\circ$  (požadovaný výstupní úhel boxu). Zdvihací plošina je opatřena kolečky, která při zdvihání pojíždějí po dráze tvořené ohnutým plechem. Box je při zdvihání veden (podpírán) tyčemi. Výjezd boxu ze stroje je vyřešen gravitačně pomocí výklopných ramen (princip nakloněné roviny). Z důvodu vyrovnaní hmoty je k jezdcí pneumatického lineárního pohonu pomocí ocelového lana a kladky připojeno protizávaží. Protizávaží je vedeno lineárním vedením umístěným vedle pneumatického lineárního pohonu.

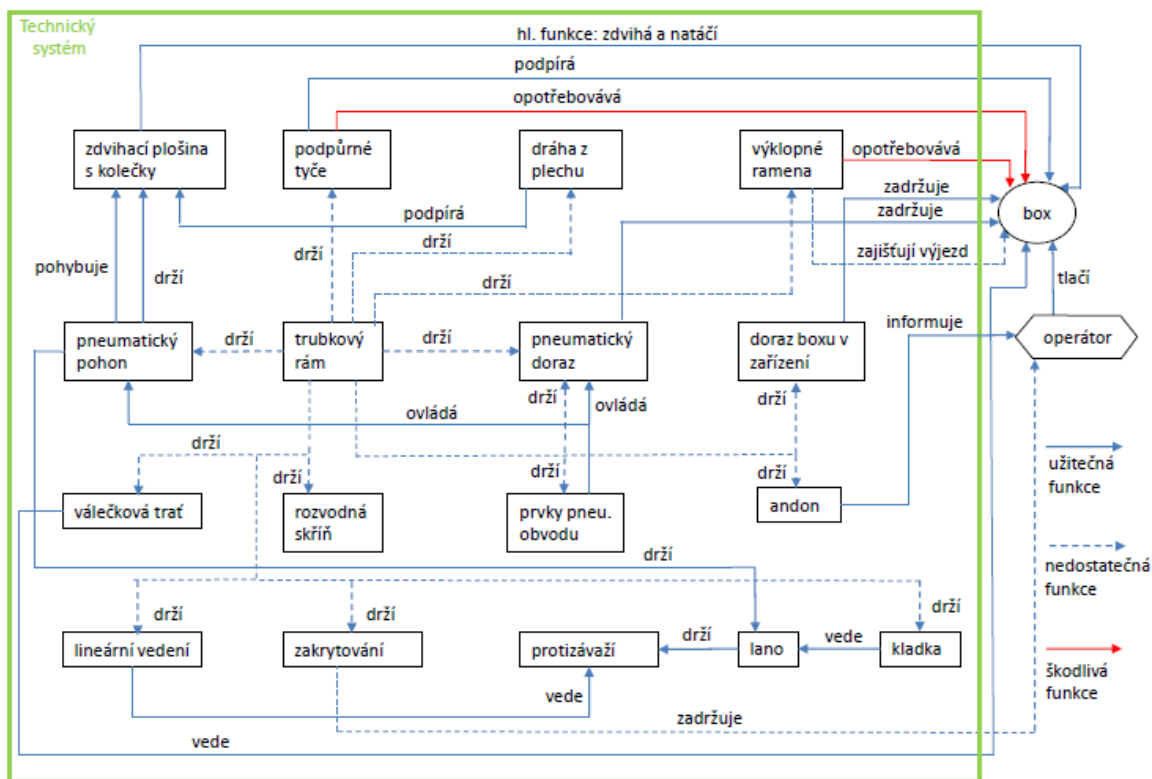
### 3.2.2 Pracovní postup

Tab. 4 Pracovní postup stávajícího zařízení

1		Zdvihací mechanismus se nachází v dolní poloze připraven na vložení boxu.
2		Operátor do zařízení založí box.
3		Jezdec pneumatického lineárního pohonu zdvihne plošinu s bednou do horní polohy.
4		Jezdec pneumatického lineárního pohonu se vrací do dolní polohy. V tomto momentu výklopná ramena zachytí box a ten gravitačně sklouzne na hnaný dopravní pás.

### 3.2.3 Zhodnocení stávajícího stavu zařízení

Na obr. 3.2.4 je znázorněna funkční analýza, která popisuje vzájemné vazby mezi komponenty zařízení. Vazby jsou rozděleny na užitečné, nedostatečné a škodlivé.



*Obr. 3.2.4 Funkční analýza*

Pomocí funkční analýzy jsou identifikovány nedostatky stávajícího zařízení (nedostatečné a škodlivé funkce). Nevýhodou zařízení je opotřebování boxu zapříčiněné třením o podpůrné tyče a narážením do výklopných ramen zajišťujících gravitační výjezd. Další nevýhodou je použití stavebnicového trubkového systému na rám zařízení. Nevýhoda spočívá v nedostatečné tuhosti, která vzniká jednak z podstaty tohoto systému, jednak i z vysokého počtu použitých spojek. Nedostatečné zakrytování zařízení generuje možnost vložení rukou do prostoru zdvihacího mechanismu a tím k způsobení úrazu. Dalším недостатkem je časté váznutí výjezdu boxu pomocí gravitačního systému (výklopná ramena). To je způsobeno nízkým počtem stykových ploch boxu a výklopných ramen.

**Nevýhody:**

- Opořebením boxu při zdvihání
- Nedostatečné zakrytování zařízení
- Nedostatečná tuhost rámu
- Vážnutí výjezdu boxu ze zařízení

### 3.3 Inovační záměr

Inovačním záměrem diplomové práce je navrhnutí nového konceptu zařízení pro zdvihání a natočení SPS boxů. Zařízení bude součástí výrobní linky A pro montáž klimatizačních jednotek. Inovace bude zaměřena na odstranění nedostatků stávajícího zařízení a také bude sloužit k prozkoumání nových řešení zdvihání a natočení SPS boxu do požadované polohy. Zařízení musí splňovat parametry uvedené v cílech práce.

### 3.4 Inovační prohlášení

V tabulce 5 je nastíněno inovační prohlášení.

*Tab. 5 Inovační prohlášení*

<b>Výrobní vize (product vision statement)</b>	Plně automatické zařízení sloužící pro zdvihání a natočení SPS boxů
<b>Klíčové obchodní cíle (key business goals)</b>	DENSO Manufacturing Czech s.r.o.
<b>Primární (cílový) trh (primary market)</b>	Implementace nového zařízení na výrobní linku A pro montáž klimatizačních jednotek
<b>Podružné trhy (secondary market)</b>	Nahrazení stávajícího zařízení na výrobní lince B pro montáž klimatizačních jednotek
<b>Předpoklady a omezení (assumptions and constraints)</b>	Hmotnost boxu: 10 [kg] Velikost boxu: 800x200x400 [mm] Výška zdvihu: 500 [mm] Úhel natočení boxu: o 75[°] Doba cyklu: 25[s] Max. zástavbový prostor zařízení: 2500x3500x2500 [mm] Živostnost zařízení: 3 [roky]
<b>Účastníci inovačního procesu (stakeholders)</b>	Autor: Bc. Michal Jarý Konzultant: Ing. Radek Felcman Vedoucí práce: Prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

## 4 Inovační příležitosti

### 4.1 Patentová rešerše

Před kreativním řešením dílčích problémů je vhodné provést průzkum již známých řešení, jenž je v současném inovačním procesu dalším krokem, který nelze přeskocit. Zdrojem známých řešení jsou nejenom legálně získané informace z trhu, z odborné literatury a Internetu, ale i otevřené informace o patentech a užitných vzorech [2].

Průzkum patentových spisů byl zaměřen na princip zdvihání břemen (objektů). K tomuto účelu posloužily následující databáze:

- <https://patents.google.com>
- <https://worldwide.espacenet.com>

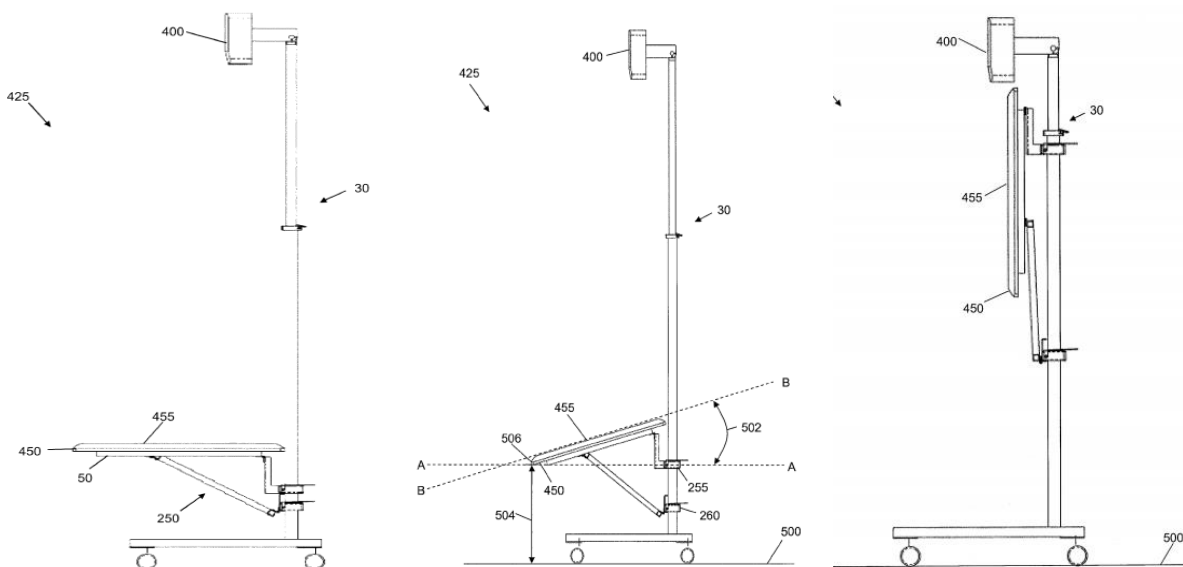
K vyhledávání užitečných nápadů v databázi [espacenet.com](https://worldwide.espacenet.com) byl využit mezinárodní patentový třídník. Vyhledávání v databázi [patents.google.com](https://patents.google.com) proběhlo pomocí těchto klíčových slov:

- Move object – přemístit objekt
- Lifting device, apparatus – zdvihací zařízení
- Lifting mechanism – zdvihací mechanismus
- Vertical conveyor – vertikální dopravník

Průzkum patentových databází odhalil několik zajímavých možností jak zdvihát objekty. V následujících kapitolách budou popsány tři patenty, jež se jeví jako zajímavé a přispěly k tvorbě konceptů.

#### 4.1.1 Patent 1 (US7832694B2)

Patent byl uveřejněn 16. 12. 2010. Patent popisuje zařízení sloužící pro montáž tabule a projektoru. Zajímavý na tomto zařízení je mechanismus, který umožňuje plynulé zdvihání a natočení tabule z vodorovné do zcela vertikální polohy. Mechanismus se skládá z plošiny sloužící pro upevnění tabule a dvou ramen. Ramena jsou na jedné straně rotačně uložena na plošině a na druhé straně rotačně uložena na objímkách. Zdviháním horní objímky dochází k současnému natočení a zdvihání tabule. Objímky jsou vedeny tyčí a jejich aretace je umožněna šrouby [3]. Na obrázcích uvedených níže je znázorněn princip mechanismu.



Obr. 4.1.1 Patent 1 (poloha 1) [3]

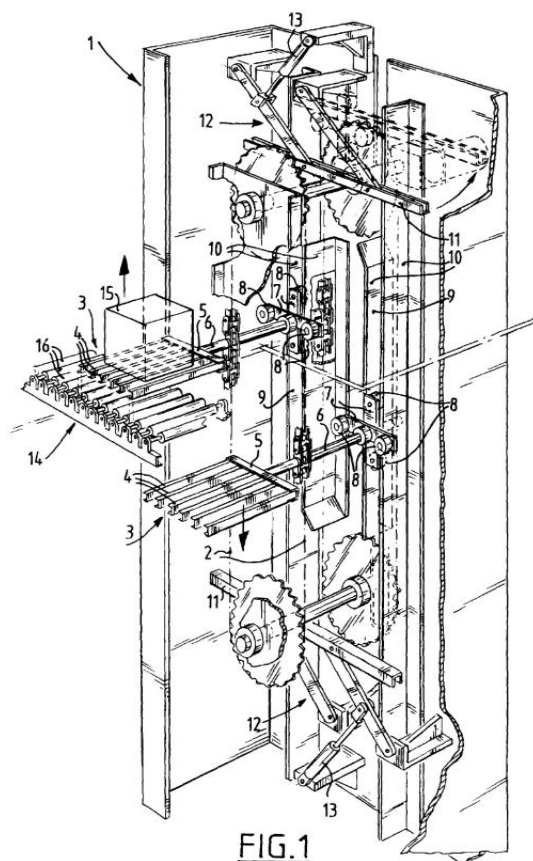
Obr. 4.1.2 Patent 1 (poloha 2) [3]

Obr. 4.1.3 Patent 1 (poloha 3) [3]

#### 4.1.2 Patent 2 (EP0999152A1)

Patent byl uveřejněn 10. 5. 2000. Patent popisuje zařízení (obr. 4.1.4) sloužící pro přepravu zboží mezi různými úrovněmi. Zařízení je tvořeno řetězovým převodem a zdvihací plošinou. Zdvihací plošina je pevně spojena s řetězem, který tvoří tažný člen zajišťující zdvihání. Tvar plošiny připomíná „prsty“. Prsty mají vůči sobě rozestup odpovídající mezerám válečků na vstupním nebo výstupním dopravníku. Toto umožňuje projetí plošiny skrz válečkový dopravník a tím naložení nebo vyložení dopravovaného zboží. Krouticí moment je přiveden na jedno z řetězových kol. Pohyb zdvihací plošiny je kontinuální, sleduje dráhu řetězu [4].

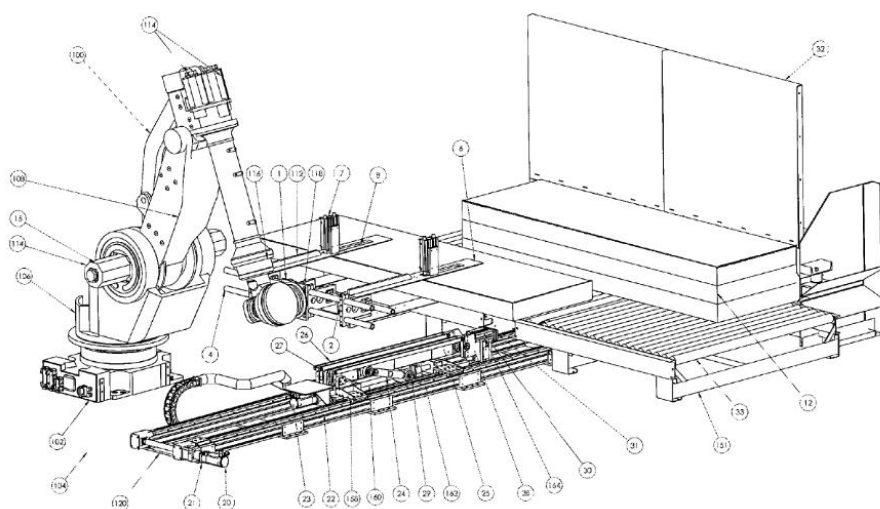




Obr. 4.1.4 Patent 2 [4]

#### 4.1.3 Patent 3 (US8777551B1)

Patent byl uveřejněn 15. 7. 2014. Patent popisuje zařízení (obr. 4.1.5) pro oddělování a přemisťování vybraného počtu položek, jako jsou listy, desky nebo polotovary. Přemisťování položek zajišťuje robotické rameno. Uchopovací přípravek upevněný na konci robotického ramena je tvořen vidlicemi, které bezpečně stlačí požadovaný počet položek [5].



Obr. 4.1.5 Patent 3 [5]

## 4.2 Průzkum trhu

Zjištěné principy zdvihání z patentové rešerše je třeba doplnit o průzkum trhu.

### 4.2.1 Rámová konstrukce

Na obr. 4.2.1 je znázorněn systém hliníkových profilů od firmy Item. Tento systém nabízejí i další dodavatelé jako např. Beewatec, Alunet atd.



*Obr. 4.2.1 Systém hliníkových profilů od firmy Item [6]*

Systém je tvořen z přesných eloxovaných hliníkových profilů, které jsou odolné proti korozi a poškrábání. Hliníkové profily jsou opatřeny drážkami a otvory sloužící pro ukotvení spojovacích prvků a rozmanitého příslušenství. Systém disponuje vysokou variabilitou a pevností, také ale umožňuje přestavitelnost již hotových úloh a možnost opakovaného použití jednotlivých částí [7].

Výhody hliníkových profilů [7]:

- Jednoduchá příprava výroby, montáž a možnost opakovaného použití jednotlivých částí systému
- Rozebíratelné šroubové spojení
- Dlouhá životnost, vysoká pevnost a přesnost při nízké hmotnosti
- Nízké nároky na opracování před použitím
- Hotové úlohy lze dodatečně upravit nebo doplnit rozmanitým příslušenstvím
- Není potřeba povrchových úprav
- Rychlé konstruování pomocí CAD knihovny dílů na internetu



#### 4.2.2 Lineární pohony

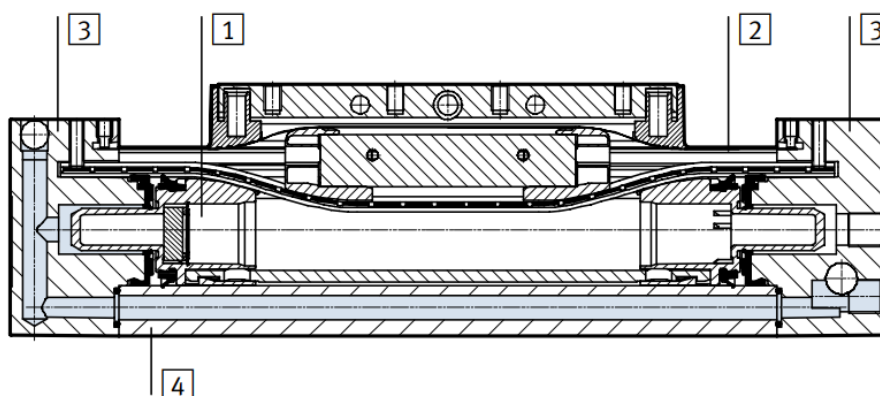
Lineární pohony patří mezi druh pohonu, který vykonává lineární neboli posuvný pohyb. Mohou pracovat v horizontální nebo vertikální poloze.

Dělí se na :

- Pneumatické pohony
- Hydraulické pohony
- Elektromechanické pohony

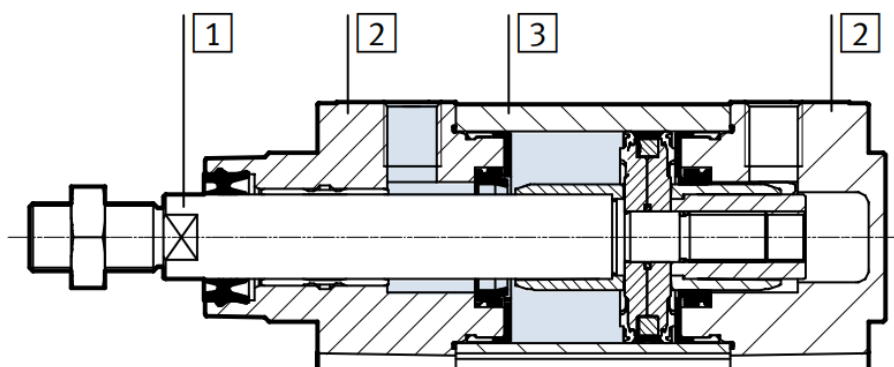
##### Pneumatické pohony

Pneumatické pohony mohou být ve formě bezpístnicové (obr. 4.2.2) nebo s pístnicí (obr. 4.2.3). K vyvození síly a následného pohybu jezdce nebo pístnice používají stlačený vzduch. Existuje celá řada výrobců jako např. Festo, SMC, Parker.



Obr. 4.2.2 Pneumatický pohon bezpístnicový [8]

1 - jezdec, 2 – těsnicí páska/ krycí páska, 3 – víka, 4 – trubka válce



Obr. 4.2.3 Pneumatický pohon s pístnicí [9]

1 - pístnice, 2 – víko, 3 – profilová trubka

Výhody [10]:

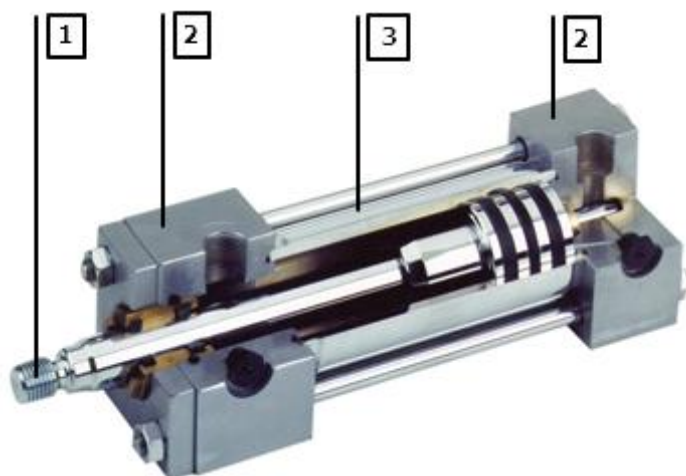
- Lze dosáhnout vysoké přesnosti polohování v krajních polohách
- Použitelné ve vysokém rozmezí pracovních teplot (běžné provedení  $-20^{\circ}\text{C}$  až  $80^{\circ}\text{C}$ ) a i v nebezpečných prostředích
- Úniky provozního média (stlačeného vzduchu) nejsou pro obsluhu nebezpečné
- Nízká cena a hmotnost

Nevýhody [10]:

- Méně efektivní oproti jiným typů pohonů díky tlakovým ztrátám a stlačitelnosti vzduchu
- Síla a rychlost pohybu je závislá na tlaku provozního média (stlačeného vzduchu)
- Pro přesné ovládání je nutné použít proporcionální ventily, které zvyšují pořizovací náklady a také složitost řízení
- Stlačený vzduch je drahé pohonné médium
- Jednotlivé části pneumatického obvodu jsou citlivé na nečistoty a zaolejování stlačeného vzduchu

### **Hydraulické pohony**

Hydraulické pohony jsou pouze ve formě s pístnicí (obr. 4.2.4). K vyvození síly a následného pohybu pístnice používají kapalinu, nejčastěji hydraulický olej, který současně zajišťuje mazání jednotlivých částí. Mezi přední výrobce hydraulických válců patří firma Parker.



Obr. 4.2.4 Hydraulický pohon s pístnicí [11]

1 - pístnice, 2 – víko, 3 – profilová trubka

Výhody [10]:

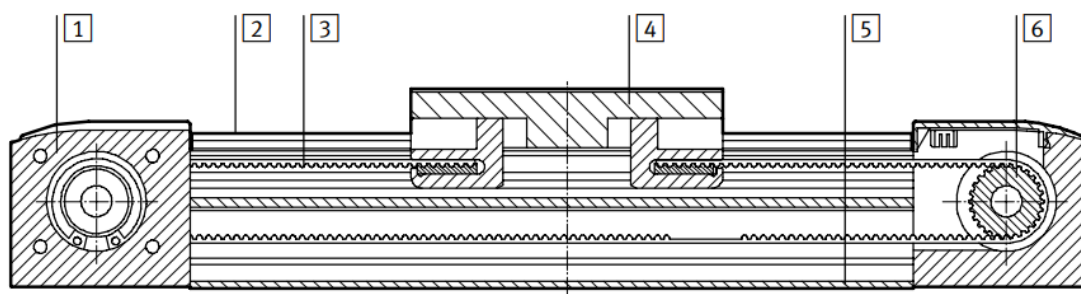
- Lze vyvodit vysoké síly
- Může držet sílu nebo krouticí moment i bez provozu hydraulického čerpadla díky nestlačitelnosti provozního média (hydraulického oleje)
- Minimální tlaková ztráta při umístění hydraulického čerpadla ve značné vzdálenosti od pohonu

Nevýhody [10]:

- Při úniku provozního média (hydraulického oleje) může dojít ke znečištění nebo poškození částí zařízení
- Hydraulické systémy jsou velké, těžké, drahé a složité z důvodu velkého počtu prvků
- Omezené použití z důvodu hořlavosti provozního média (hydraulického oleje)

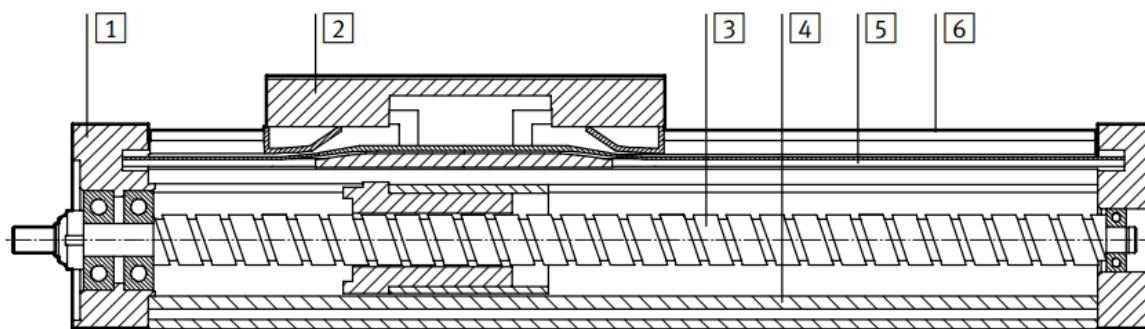
### **Elektromechanické pohony**

K transformaci rotačního pohybu elektromotoru na posuvný pohyb jezdce se používá ozubený řemen (obr. 4.2.5) nebo kuličkový šroub (obr. 4.2.6). Pohony s ozubeným řemenem disponují vyšší rychlostí, zrychlením a delším zdvihem oproti pohonům s kuličkovým šroubem. Naproti tomu pohony s kuličkovým šroubem mají výhodu ve vyšší opakovatelné přesnosti. V případě vertikální aplikace mívají pohony s kuličkovým šroubem problém s vyšší hlučností a rezonancí. Existuje celá řada výrobců jako např. Festo, Item, Hennlich [12].



*Obr. 4.2.5 Elektromechanický pohon s ozubeným řemenem [13]*

1 – víko pohonu, 2 – vodící lišta, 3 – ozubený řemen, 4 – jezdec, 5 – profil, 6 – řemenice



Obr. 4.2.6 Elektromechanický pohon s kuličkovým šroubem [14]

1 – víko pohonu, 2 – jezdec, 3 – kuličkový šroub, 4 – profil, 5 – krycí páska, 6 – vodící lišta

Výhody [10]:

- Nemůže dojít k úniku provozního média (ele. proud)
- Nízká úroveň vibrací a hluku
- Vysoká efektivita
- Cena pohonného média (ele. proudu) je výrazně nižší než u stlačeného vzduchu nebo hydraulického oleje
- Disponují nejvyšší přesností řízení polohy

Nevýhody [10]:

- Vyšší pořizovací cena
- Omezený rozsah pracovních teplot
- Omezené použití v nebezpečných prostředích

### 4.2.3 Průmyslový robot

Průmyslový robot (obr. 4.2.7) je plně automatické zařízení, které je využíváno pro vykonávání nejrůznějších úkolů ve snaze eliminovat lidský faktor. Průmyslové roboty lze rozdělit podle druhů pohonů na pohony elektrické, hydraulické a pneumatické. V současné době převažují roboty s elektrickými pohony. Pneumatické pohony se využívají, pokud jsou požadovány vysoké rychlosti a hydraulické pohony se využívají při požadavku vysoké nosnosti. Důležitými parametry při výběru průmyslového robota jsou nosnost a dosahová vzdálenost. Nejznámější výrobci průmyslových robotů jsou Kuka, Reis, ABB, Kawasaki, Fanuc, atd. [15].



*Obr. 4.2.7 Průmyslové roboty s různou nosností (vlevo 16 kg, vpravo 30-60 kg) [15]*

#### **4.2.4 Vertikální dopravník**

Obr. 4.2.8 zobrazuje zařízení, které využívá stejný princip zdvihání břemen popsáný v patentové řešerši. Břemeno je zdviháno pomocí plošiny upevněné na řetězovém převodu. Řetězový převod je tvořen řetězem a dvěma ozubenými koly. Dráha zdvihaného břemena je dána řetězovým převodem. Zdvihací plošina při zdvihání projíždí skrze nakládací a vykládací plošinu.



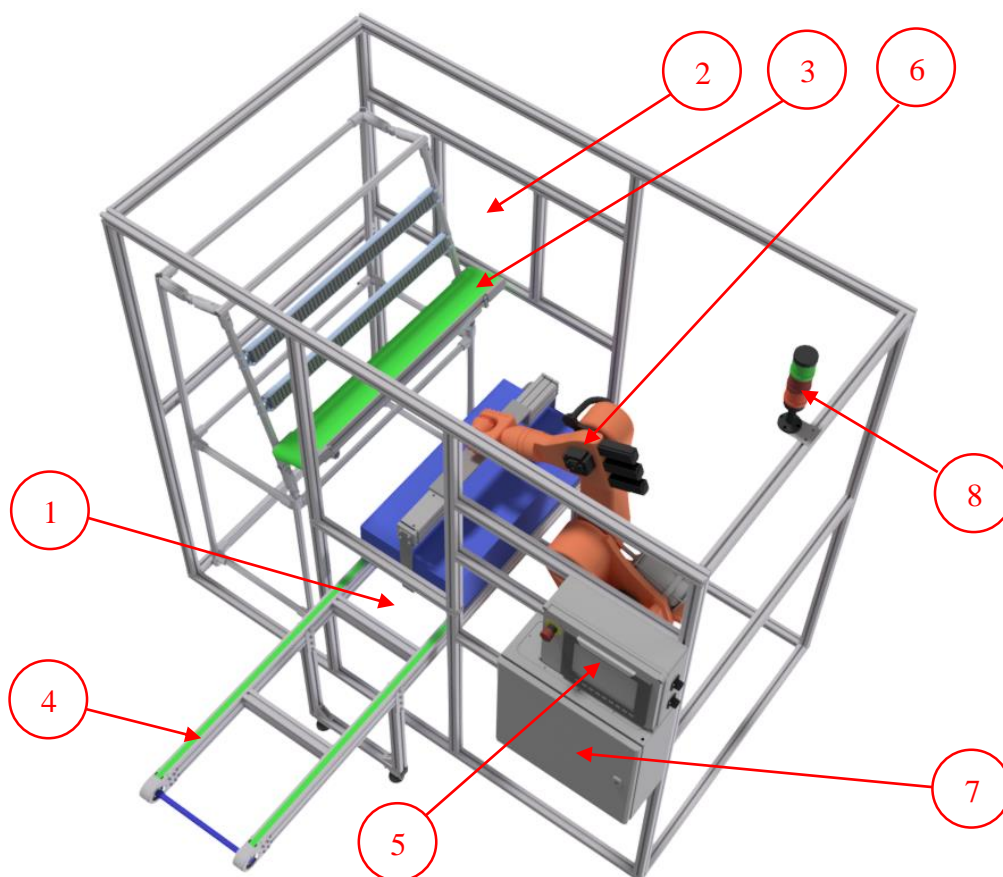
*Obr. 4.2.8 Vertikální dopravník [16]*

## 5 Návrh konceptů řešení

Na základě informací zjištěných z patentové rešerše a průzkumu trhu budou v této kapitole představeny tři koncepty řešení. Hlavní myšlenka konceptů bude znázorněna pomocí 3D modelů, nejedná se tedy o kompletní technické řešení. Jednotlivé koncepty budou popsány a objektivně zhodnoceny. Následně je třeba vybrat vítězný koncept, který bude dále detailně rozpracován. Výběr bude proveden pomocí metody AHP.

### 5.1 Koncept A

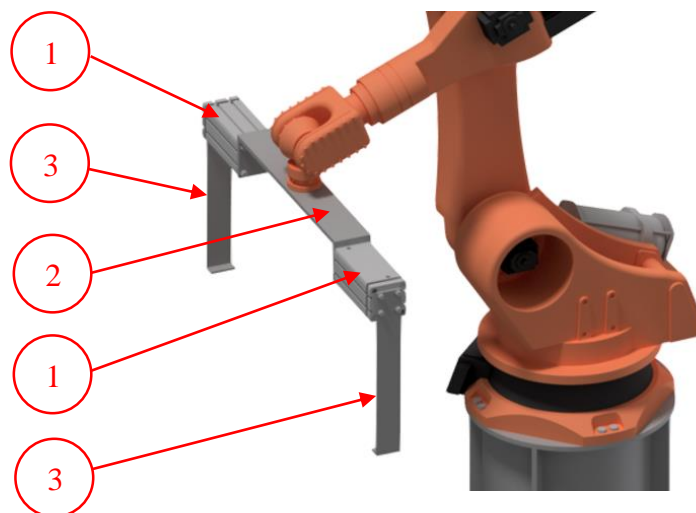
Pro zdvihnutí a otočení boxu je v tomto konceptu využito průmyslové robotické rameno (obr. 5.1.1). Robotické rameno je poháněno elektrickými motory a je opatřeno uchopovacím přípravkem (obr. 5.1.2). Robot je umístěn v kleci tvořené z hliníkových profilů. Klec je zakrytována, průchozí je pouze vstupní a výstupní otvor. Ve vstupním otvoru je umístěn řemenový dopravník, který dopraví box do požadované pozice před robota. Z výstupního otvoru box vyjede pomocí pásového dopravníku.



Obr. 5.1.1 Koncept A

1 – vstupní otvor, 2 – výstupní otvor, 3 – pásový dopravník, 4 – řemenový dopravník, 5 – ovládání robota, 6 – robotické rameno, 7 – rozvodná skříň, 8 - andon

Základem uchopovacího přípravku je profil, který nese pneumatické válce s krátkým zdvihem. Na čelech pneumatických válců jsou upevněny čelisti sloužící k sevření boxu.



*Obr. 5.1.2 Uchopovací přípravek*

1 – pneumatické válce, 2 – profil, 3 – čelisti

#### Pracovní postup:

- 1) Operátor naplní box potřebnými dílci a přesune na vstupní řemenový dopravník
- 2) Řemenový dopravník dopraví box na určenou pozici před robotické rameno
- 3) Robotické rameno uchopí, zdvihne, otočí a umístí box na výstupní pásový dopravník
- 4) Pásový dopravník zajistí výjezd boxu z klece

#### Zhodnocení konceptu:

Při zdvihání boxu pomocí robotického ramena nedochází k opotřebení boxu. Zařízení je dostatečně zakrytované, průchozí je pouze vstupní a výstupní otvor. Hliníkové profily poskytují dostatečnou tuhost klece. Vyjždění boxu z klece nevázne z důvodu použití pásového dopravníku.

#### Výhody:

- Snadná změna pracovní dráhy robota (výstupní výška a úhel)
- Při zrušení výrobní linky lze robota použít na jiné činnosti

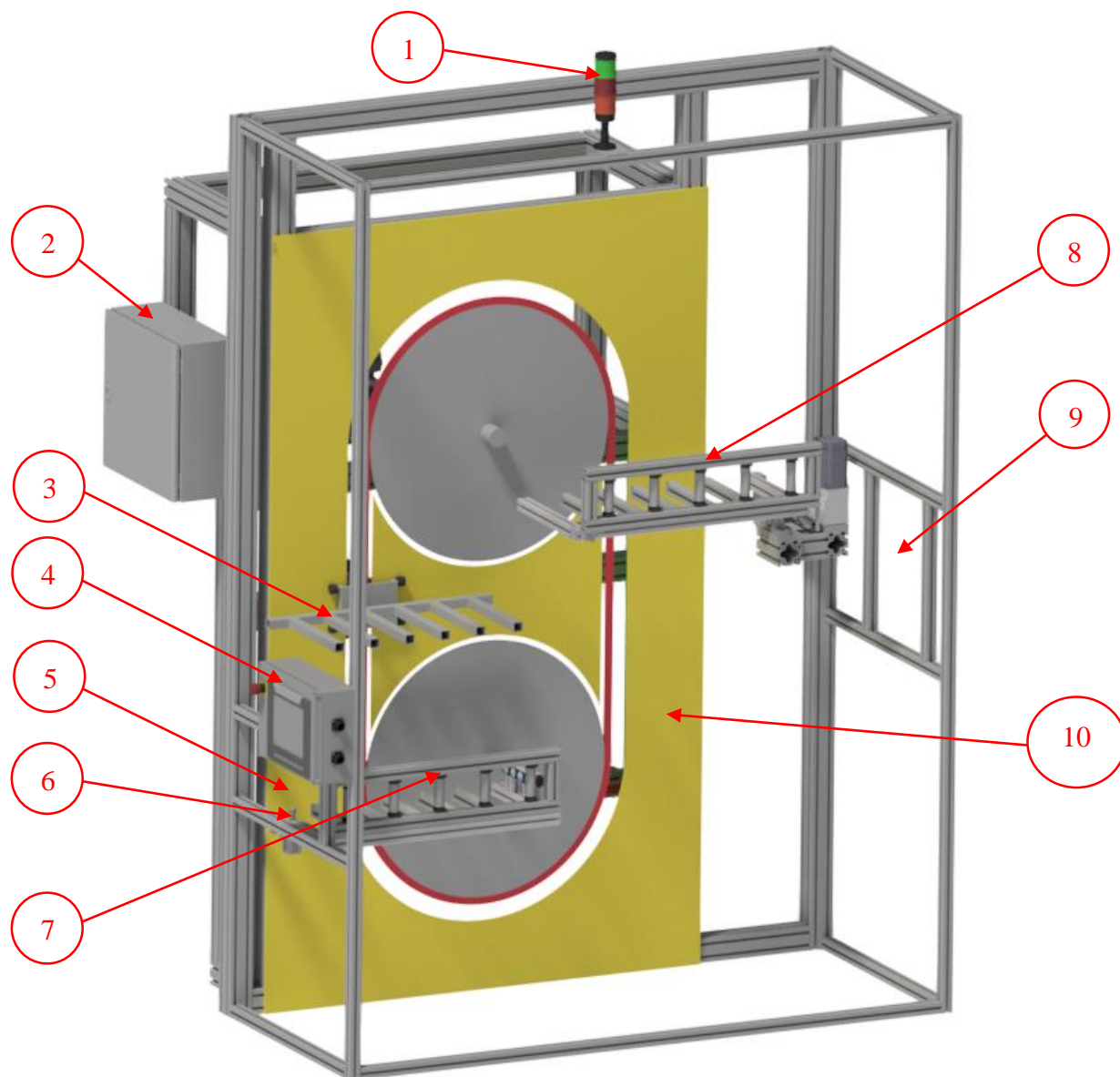
#### Nevýhody:

- Vysoké počáteční náklady
- Vysoké bezpečnostní opatření
- Vyšší prostorová náročnost



## 5.2 Koncept B

Tento koncept využívá pro zdvihání boxu princip uvedený již v patentové rešerši a průzkumu trhu. Box je zdvihán pomocí zdvihací plošiny. Zdvihací plošina je tažena řetězovým převodem a tím dopraví box ze zakládací plošiny na otočnou plošinu. Řetězový převod se skládá ze dvojice řetězových kol a řetězu. Rám je tvořen z hliníkových profilů. Zařízení je zakrytované, průchozí je pouze vstupní a výstupní otvor. Do vstupního otvoru je umístěn pneumatický zarážkový válec, který brání založení boxu, pokud je zdvihací plošina poblíž zakládací plošiny a mohlo by dojít ke kolizi zakládaného boxu se zdvihací plošinou. Na obr. 5.2.1 je znázorněn pohled na zařízení zepředu.

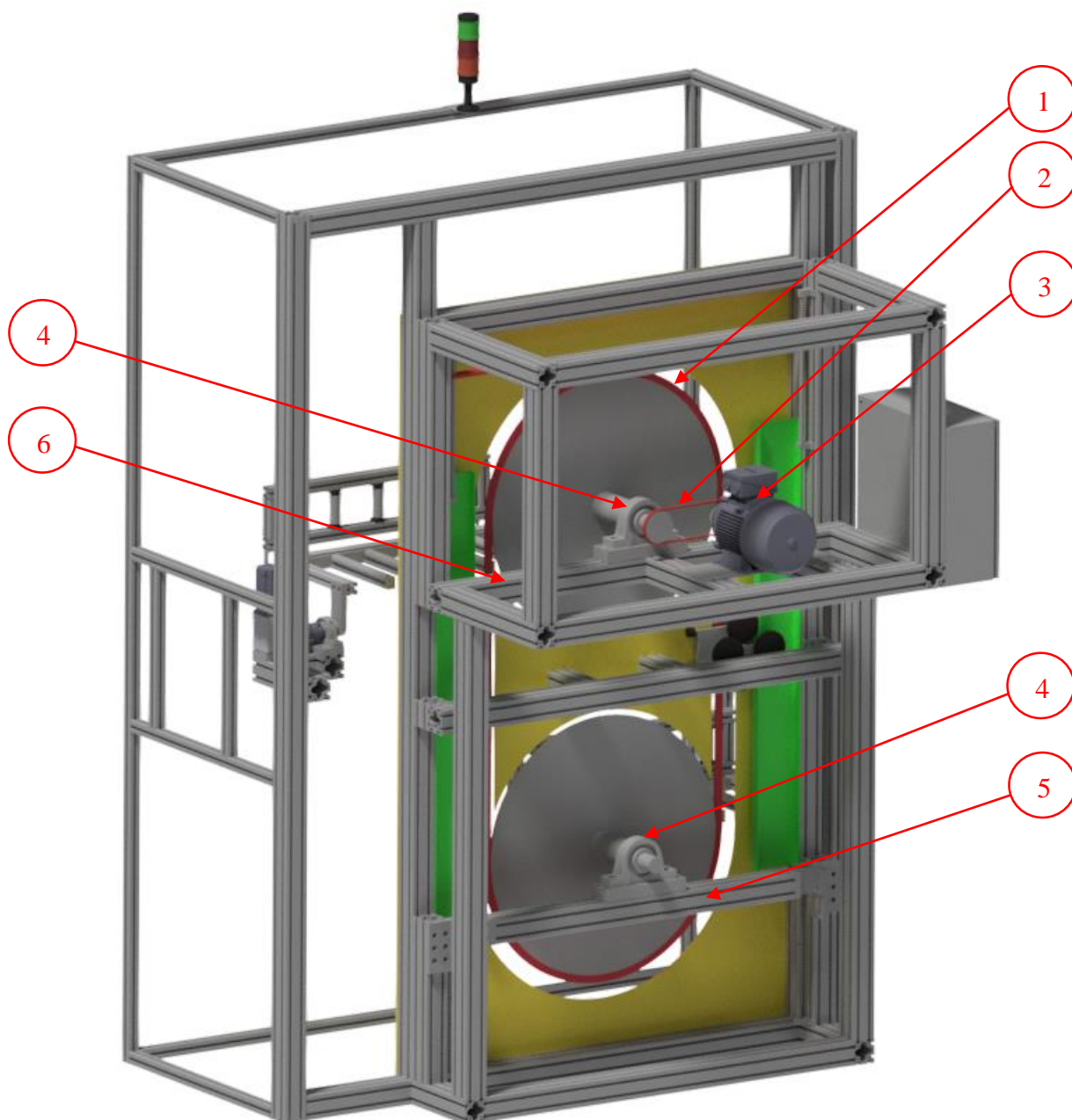


Obr. 5.2.1 Koncept B (pohled zepředu)

1 – andon, 2 – rozvodná skříň, 3 – zdvihací plošina, 4 – ovládání stroje, 5 – vstupní otvor, 6 – pneumatický zarážkový válec, 7 – zakládací plošina, 8 – otočná plošina, 9 – výstupní otvor, 10 – podpůrný plech



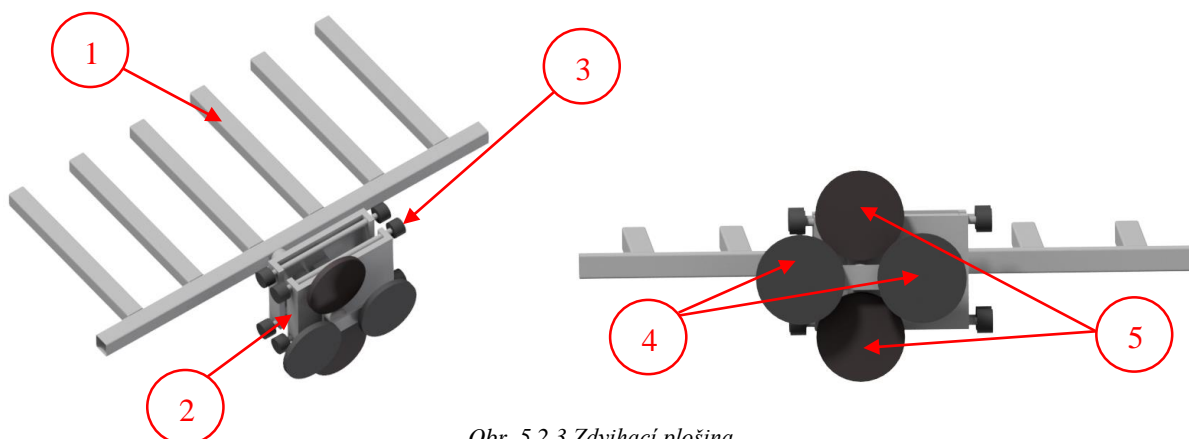
Na obr. 5.2.2 je znázorněn pohled na zařízení zezadu. Hřídele řetězových kol jsou uloženy v ložiskových domcích. Krouticí moment je přiveden na horní řetězové kolo pomocí sekundárního řetězového převodu s elektromotorem. Hliníkový profil 1 je posuvný, tím dochází k oddálení os řetězových kol a napnutí primárního řetězového převodu. Napínání sekundárního řetězového převodu je docíleno odsouváním elektromotoru.



*Obr. 5.2.2 Koncept B (pohled zezadu)*

1 – primární řetězový převod, 2 – sekundární řetězový převod, 3 – elektromotor, 4 – ložiskový domek, 5 – hliníkový profil 1, 6 – hliníkový profil 2

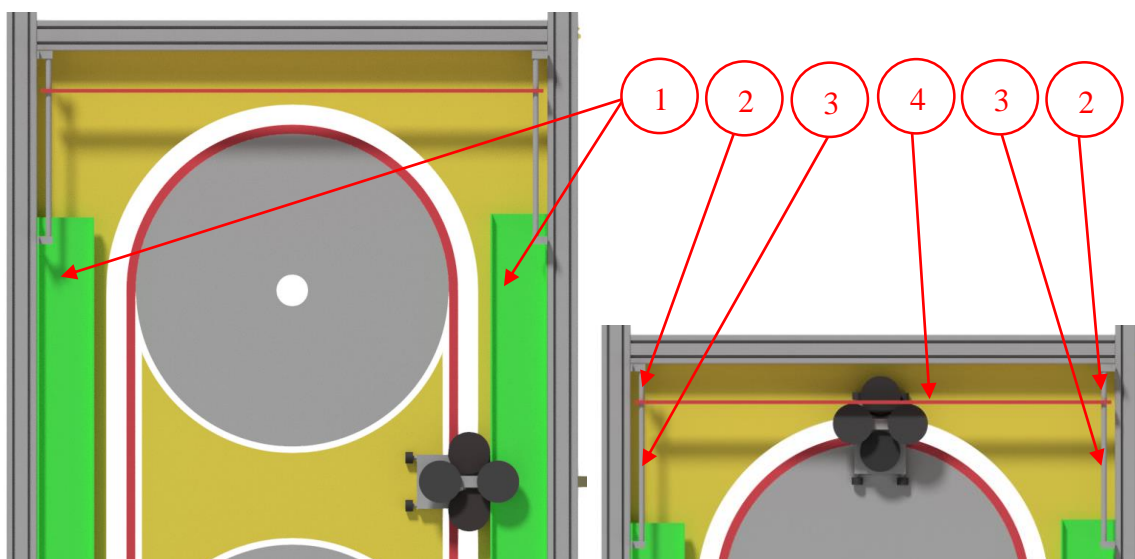
Zdvihací plošina (obr. 5.2.3) je tvořena z jezdec, zdvihacích vidlí a čtyř koleček uspořádaných do kříže. Jezdec je spojen s jedním článkem řetězu. Při pohybu jezdec následuje dráhu danou řetězovým převodem a pojezdovými kolečky po podpurném plechu.



Obr. 5.2.3 Zdvihací plošina

1 – zdvihací vidle, 2 – jezdec, 3 – pojezdová kolečka, 4 – horizontální kolečka, 5 – vertikální kolečka

Kolečka uspořádaná do kříže zaručí, aby zdvihací vidle zůstaly v horizontální pozici a nedošlo k jejich přetočení. V lineární části pohybu (obr. 5.2.4) vertikální kolečka pojíždí po svislém plechu. Při opisování dráhy oblouku danou řetězovým kolem (obr. 5.2.5) horizontální kolečka pojíždí po vodorovném plechu. Plech je veden vodícími tyčemi. Přítlak plechu na kolečka je dosažen pomocí pružin.

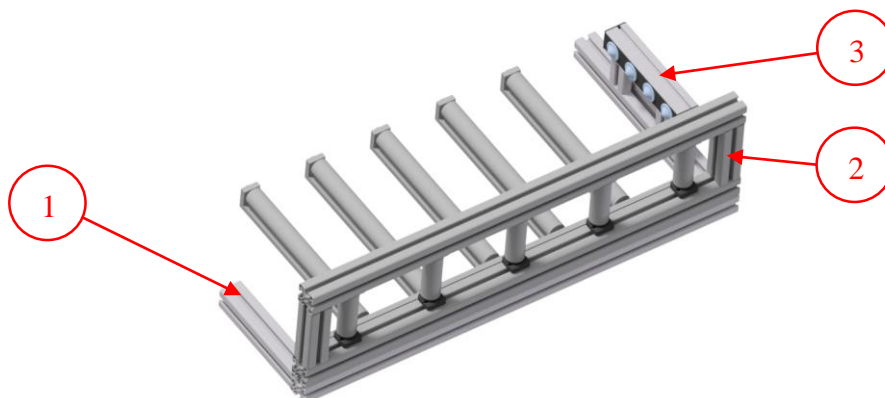


Obr. 5.2.4 Lineární část pohybu

Obr. 5.2.5 Opisování dráhy oblouku

1 – svislý plech, 2 – pružiny, 3 – vodící tyče, 4 – vodorovný plech

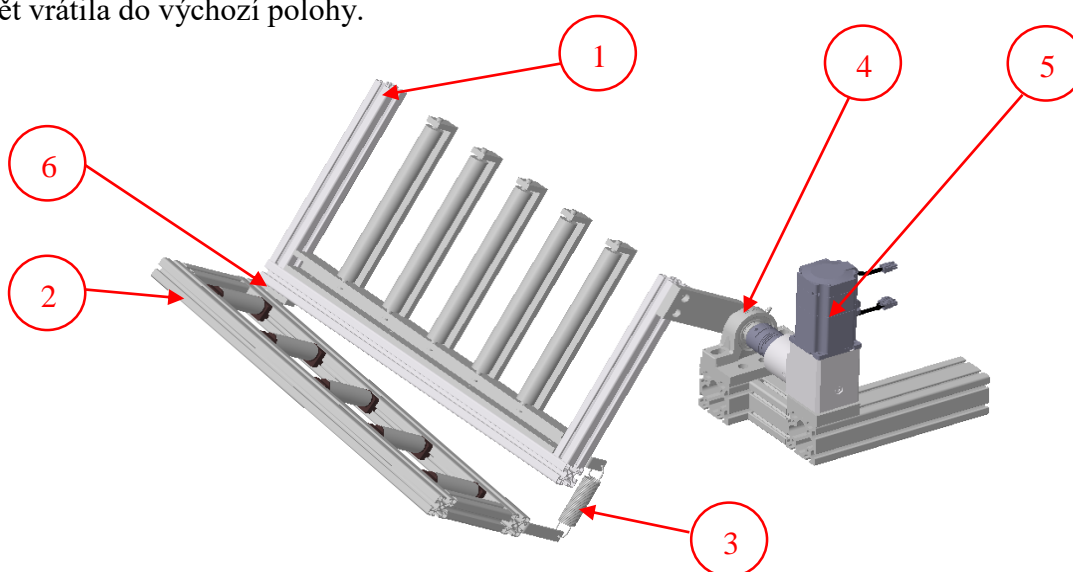
Do vstupního otvoru je umístěna základací plošina (obr. 5.2.6). Plošina je tvořena ze dvou na sebe kolmých příček obsahujících válečky. Válečky v dolní příčce jsou uspořádány tak, aby tvořily „prsty“. Tímto je umožněno projetí zdvihacích vidlí skrz základací plošinu a naložení zdvihaného boxu. Plošina také obsahuje doraz boxu.



*Obr. 5.2.6 Zakládací plošina*

1 – horní příčka, 2 – dolní příčka, 3 – doraz boxu

Otočná plošina (obr. 5.2.7) je umístěna před výstupní otvor a také využívá dvou na sebe kolmých příček obsahujících válečky. Dolní příčka je na horní příčce na konci rotačně uložena a navíc spojena pomocí tažné pružiny. Plošina má za úkol natočit box do požadovaného výstupního úhlu a gravitačního vyjetí boxu ze zařízení. Natočení plošiny je dosaženo pomocí krokového motoru s převodovkou. Při natáčení plošiny dochází k vyklopení dolní příčky, která vytvoří nakloněnou rovinu po které box vyjede ze zařízení. Pružina plní dvě funkce. Jednak definuje úhel natočení příček vůči sobě, ale také zaručuje, aby se po vyjetí boxu dolní příčka opět vrátila do výchozí polohy.



*Obr. 5.2.7 Otočná plošina*

1 – horní příčka, 2 – dolní příčka, 3 – pružina, 4 – ložiskový domek, 5 – krokový motor s převodovkou, 6 – rotační uložení

#### Pracovní postup:

- 1) Operátor naplní box potřebnými dílci a posune přes vstupní otvor na zakládací plošinu
- 2) Zdvihací plošina dopraví box ze zakládací plošiny na otočnou plošinu
- 3) Otočná plošina se natočí do požadovaného výstupního úhlu
- 4) Dolní příčka otočné plošiny se vyklopí a box gravitačně sklouzne přes výstupní otvor na pásový dopravník

#### Zhodnocení konceptu:

Při zdvihání boxu nedochází k opotřebení. Zařízení je dostatečně zakrytované, průchozí je pouze vstupní a výstupní otvor. Hliníkové profily poskytují dostatečnou tuhost pro rám zařízení. Otočná plošina obsahuje několik dopravních válečku, které zajišťují plynulý výjezd boxu ze zařízení.

#### Výhody:

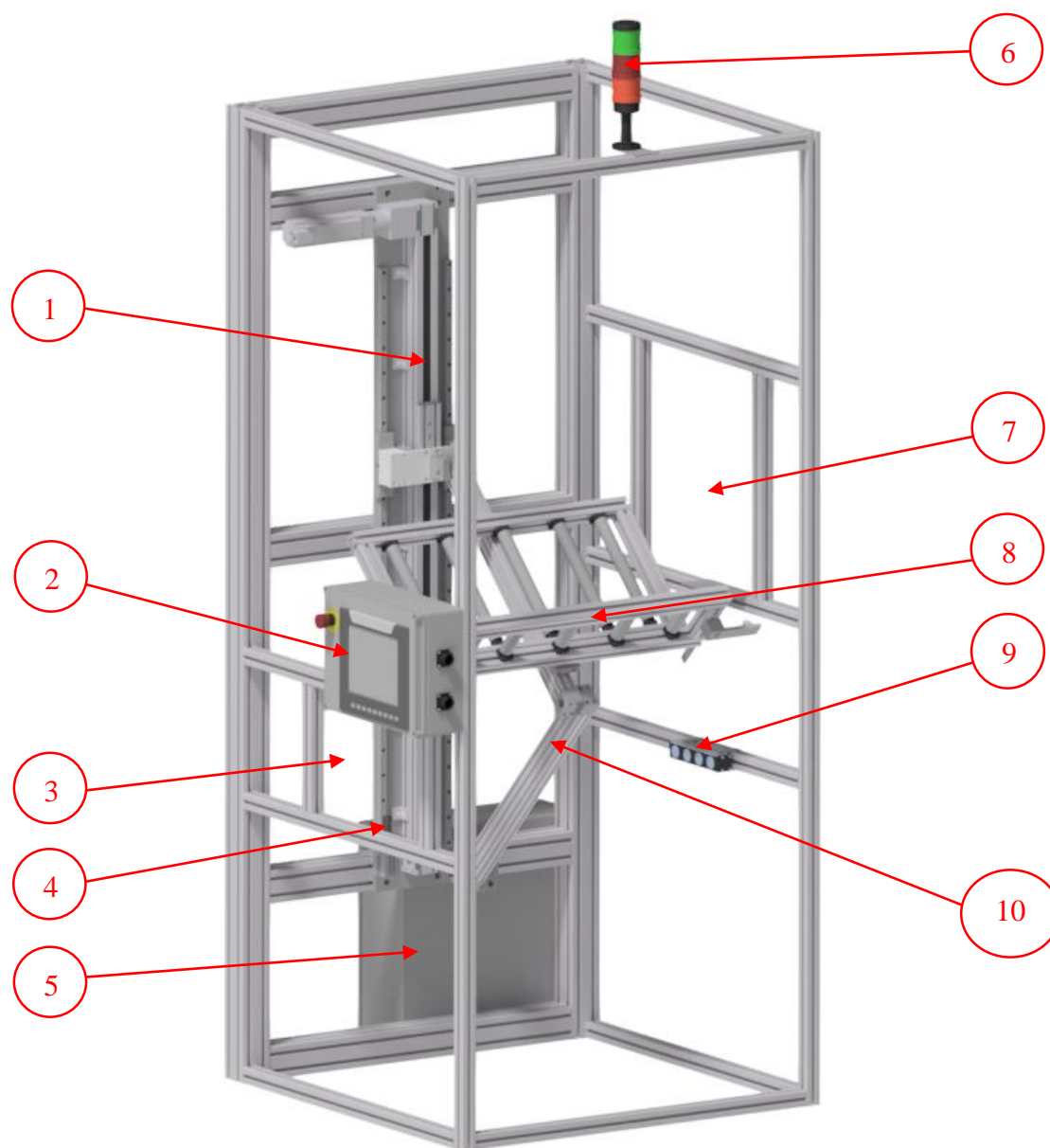
- Lze založit box do zařízení i při zdvihání jiného boxu
- Snadná změna výstupního úhlu boxu

#### Nevýhody:

- Celková složitost zařízení
- Vyšší prostorová náročnost
- Zdvihnutí a natočení boxu zajišťují dva pohony

### 5.3 Koncept C

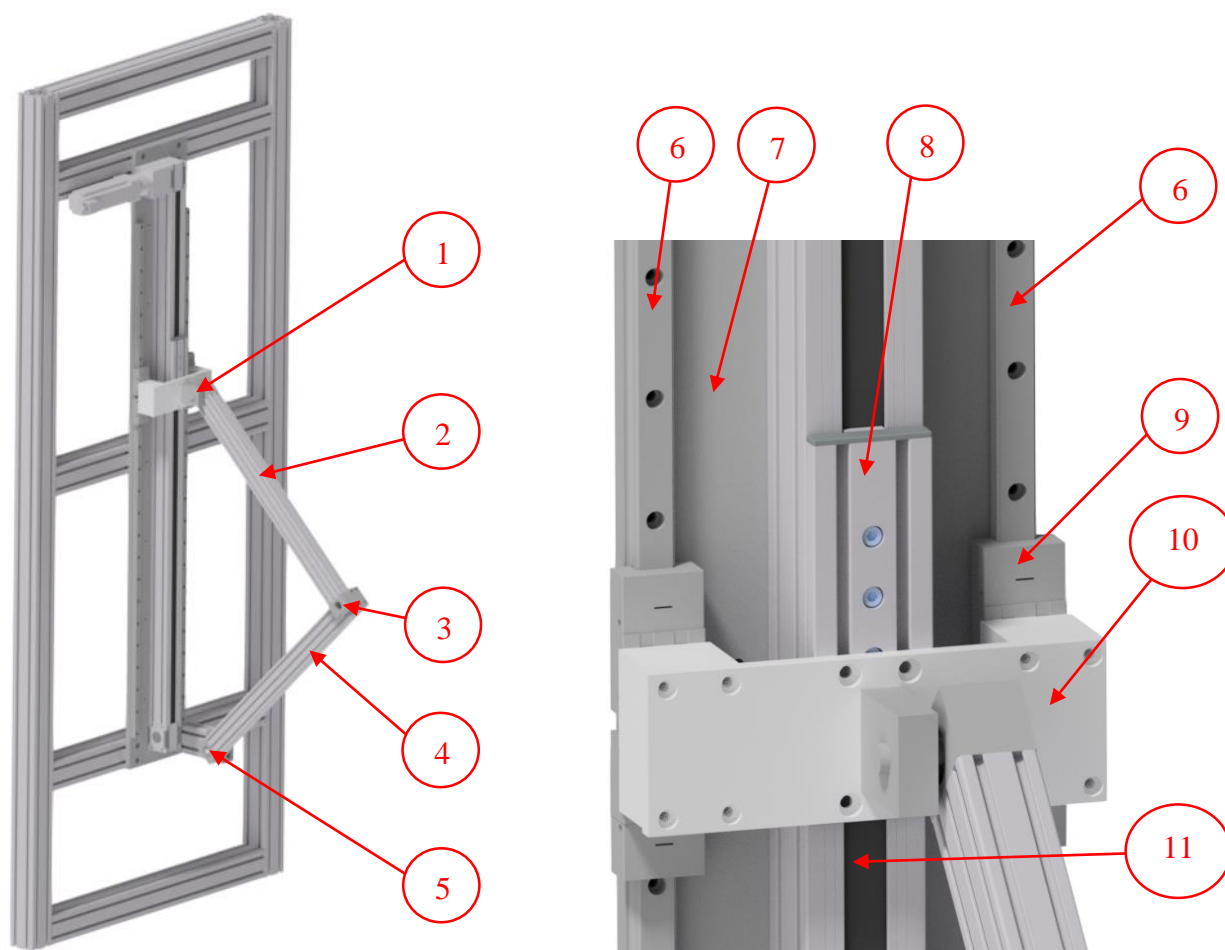
Tento koncept využívá mechanismus, jenž byl popsán v patentové řešerši. Plošina upevněná na rameni nůžkového mechanismu zdvihá a natáčí box. Nůžkový mechanismus je roztahován pomocí jezdce elektromechanického lineárního pohonu. Rám je tvořen z hliníkových profilů. Zařízení je zakrytované, průchozí je pouze vstupní a výstupní otvor. Do vstupního otvoru je umístěn pneumatický zarážkový válec, který brání založení boxu pokud není zdvihací mechanismus v dolní poloze. Zařízení je také opatřeno dorazem boxu. Na obr. 5.3.1 je vyobrazeno zařízení.



Obr. 5.3.1 Koncept C

1 – elektromechanický lineární pohon, 2 – ovládání stroje, 3 – vstupní otvor, 4 – pneumatický zarážkový válec, 5 – rozvodná skříň, 6 – andon, 7 – výstupní otvor, 8 – plošina, 9 – doraz boxu, 10 – nůžkový mechanismus

Nůžkový mechanismus (obr. 5.3.2) se skládá ze dvou ramen a elektromechanického lineárního pohonu. Lineární pohon je uložen na desce a opatřen dvojicí lineárních vedení, která zachytávají momenty působící od zdvihané zátěže. Dolní rameno je rotačně uložené na rám zařízení. Horní rameno je rotačně uložené na nosníku, který spojuje jezdce lineárního pohonu a vozíky lineárního vedení. Obě ramena jsou taktéž navzájem rotačně uložena. Díky nůžkovému mechanismu dochází současně ke zdvihání a natáčení boxu do požadované polohy.

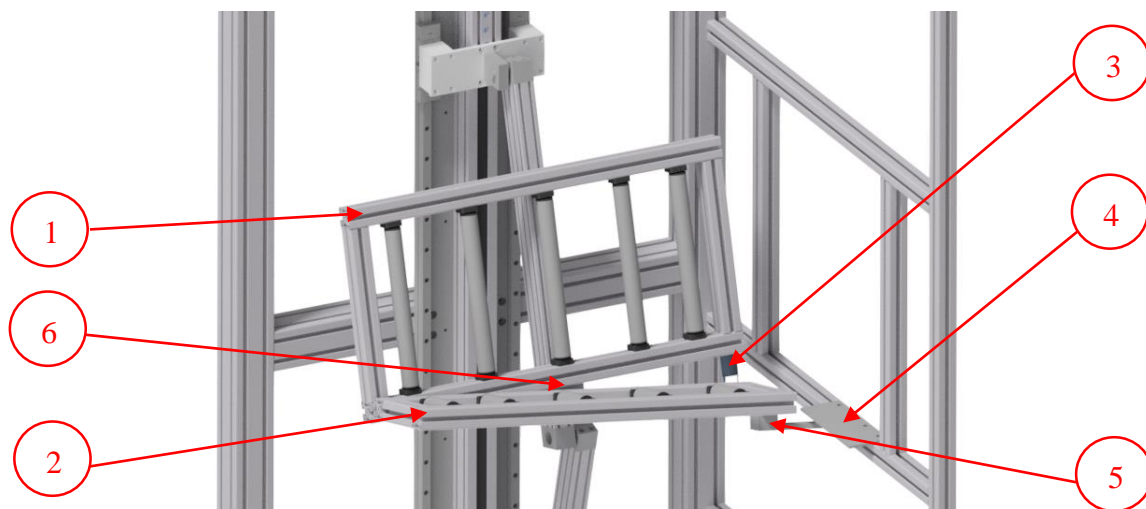


Obr. 5.3.2 Nůžkový mechanismus

1 – rotační uložení 2, 2 – horní rameno, 3 – rotační uložení 3, 4 – dolní rameno, 5 – rotační uložení 1, 6 – lineární vedení, 7 – deska, 8 – jezdec lineárního pohonu, 9 – vozík lineárního vedení, 10 – nosník s distančními hranoly, 11 – elektromechanický lineární pohon

Plošina (obr. 5.3.3) je uložena na horním ramenu nůžkového mechanismu a je tvořena ze dvou na sebe kolmých příček obsahující válečky. Dolní příčka je na horní příčku uprostřed rotačně uložena a navíc spojena pomocí tažné pružiny. Při zdvihání plošiny nůžkovým mechanismem dochází u výstupního otvoru ke kontaktu dorazu na plošině a dorazu na rámu zařízení. Tímto se vyklopí dolní příčka a vytvoří se nakloněná rovina, po které box gravitačně vyjede ze zařízení. Pružina zde plně dvě funkce. Jednak definuje úhel natočení příček vůči sobě

a také zaručuje, aby se po vyjetí boxu dolní příčka opět vrátila do výchozí polohy. Princip výjezdu boxu ze zařízení je zde podobný jako u konceptu B.



Obr. 5.3.3 Plošina

1 – horní příčka, 2 – dolní příčka, 3 – pružina, 4 – doraz na rámu zařízení, 5 – doraz na plošině, 6 – rotační uložení plošiny

#### Pracovní postup:

- 1) Operátor naplní box potřebnými dílci a posune přes vstupní otvor na plošinu
- 2) Nůžkový mechanismus zdvihá a natáčí box do požadované polohy
- 3) Dochází ke kontaktu dorazu na plošině a dorazu na rámu zařízení, tím se vytvoří nakloněná rovina
- 4) Box gravitačně vyjede ze zařízení na pásový dopravník

#### Zhodnocení konceptu:

Při zdvihání boxu nedochází k opotřebení. Zařízení je dostatečně zakrytované, průchozí je pouze vstupní a výstupní otvor. Hliníkové profily poskytují dostatečnou tuhost pro rám zařízení. Plošina obsahuje několik dopravních válečku, které zajišťují plynulý výjezd boxu ze zařízení.

#### Výhody:

- Jednoduchost zařízení
- Zdvihání a natočení boxu zajištěno pouze jedním pohonem
- Nízký počet na zakázku vyráběných dílů

#### Nevýhody:

- Založení boxu možné až po sjetí nůžkového mechanismu do dolní pozice

## 5.4 Výběr finálního konceptu

Pro výběr optimální vítězné varianty bylo využito analytického hierarchického procesu neboli AHP. Metoda je založena na porovnávání jednotlivých konceptů pomocí zvolených kritérií.

Koncepty:

- Koncept A – robotické rameno
- Koncept B – řetězový výtah
- Koncept C – nůžkový mechanismus

Kritéria:

- Kritérium 1 - Pořizovací cena
- Kritérium 2 - Prostorová náročnost
- Kritérium 3 - Jednoduchost konstrukce
- Kritérium 4 - Složitost řízení
- Kritérium 5 - Znovuvyužitelnost jednotlivých částí zařízení

V první řadě je potřeba porovnat zvolená kritéria vůči sobě a také porovnat jednotlivé koncepty dle zvolených kritérií. Porovnání se provede pomocí poměrů (tab. 6) zapsaných do matic. Následně se z těchto matic vypočtou normalizované matice a relativní priority. Pro hodnocení se využívá škála lichých čísel od 1 do 9. Pro citlivější hodnocení lze také použít mezistupně, tedy sudá čísla (2,4,6,8).

Tab. 6 Porovnávací poměry [17]

Číselné měřítko	Slovní měřítko	Komentář
1	Kritéria/koncepty jsou <b>stejně</b> významné	Obě porovnávaná kritéria/koncepty mají stejnou váhu
3	Kritérium/koncept je <b>mírně</b> důležitější, než jiné kritérium/koncept	První kritérium/koncept je slabě významnější než druhé
5	Kritérium/koncept je <b>mnohem</b> důležitější, než jiné kritérium/koncept	První kritérium/koncept je silně významnější než druhé
7	Kritérium/koncept je <b>výrazně</b> důležitější, než jiné kritérium/koncept	První kritérium/koncept je velmi silně významnější než druhé
9	<b>Extrémní</b> významnost jednoho kritéria/konceptu nad jiným kritériem/konceptem	První kritérium/koncept je ještě více než silně významnější než druhé



## Porovnání kritérií vůči sobě

Tab. 7 Porovnávací matice 1

kritérium	1	2	3	4	5
1	1	5	5	7	9
2	1/5	1	1/3	3	5
3	1/5	3	1	5	7
4	1/7	1/3	1/5	1	5
5	1/9	1/5	1/7	1/5	1

Tab. 8 Normalizovaná matice s relativními prioritami 1

kritérium	1	2	3	4	5	relativní priority
1	0,60	0,52	0,75	0,43	0,33	0,5287
2	0,12	0,10	0,05	0,19	0,19	0,1292
3	0,12	0,31	0,15	0,31	0,26	0,2307
4	0,09	0,03	0,03	0,06	0,19	0,0796
5	0,07	0,02	0,02	0,01	0,04	0,0318

## Porovnání konceptů z hlediska pořizovací ceny

Tab. 9 Porovnávací matice 2

koncept	1	2	3
1	1	1/9	1/9
2	9	1	1/5
3	9	5	1

Tab. 10 Normalizovaná matice s relativními prioritami 2

koncept	1	2	3	relativní priority
1	0,05	0,02	0,08	0,0519
2	0,47	0,16	0,15	0,2633
3	0,47	0,82	0,76	0,6849

## Porovnání konceptů z hlediska prostorové náročnosti

Tab. 11 Porovnávací matice 3

koncept	1	2	3
1	1	3	1/5
2	1/3	1	1/7
3	5	7	1

Tab. 12 Normalizovaná matice s relativními prioritami 3

koncept	1	2	3	relativní priority
1	0,16	0,27	0,15	0,1932
2	0,05	0,09	0,11	0,0833
3	0,79	0,64	0,74	0,7235

## Porovnání konceptů z hlediska jednoduchosti konstrukce

Tab. 13 Porovnávací matice 4

koncept	1	2	3
1	1	3	1/3
2	1/3	1	1/5
3	3	5	1

Tab. 14 Normalizovaná matice s relativními prioritami 4

koncept	1	2	3	relativní priority
1	0,23	0,33	0,22	0,2605
2	0,08	0,11	0,13	0,1062
3	0,69	0,56	0,65	0,6333

## Porovnání konceptů z hlediska složitosti řízení

Tab. 15 Porovnávací matice 5

koncept	1	2	3
1	1	1/7	1/7
2	7	1	1/3
3	7	3	1

Tab. 16 Normalizovaná matice s relativními prioritami 5

koncept	1	2	3	relativní priority
1	0,07	0,03	0,10	0,0660
2	0,47	0,24	0,23	0,3113
3	0,47	0,72	0,68	0,6227

## Porovnání konceptů z hlediska znovuvyužitelnosti jednotlivých částí zařízení

Tab. 17 Porovnávací matice 6

koncept	1	2	3
1	1	7	5
2	1/7	1	1/3
3	1/5	3	1

Tab. 18 Normalizovaná matice s relativními prioritami 6

koncept	1	2	3	relativní priority
1	0,74	0,64	0,79	0,7235
2	0,11	0,09	0,05	0,0833
3	0,15	0,27	0,16	0,1932

## Rozhodnutí o vítězném konceptu

Vítězný koncept dostaneme vynásobením matice složené z relativních priorit konceptů dle kritérií s maticí relativních priorit kritérií.

Tab. 19 Výběr finálního konceptu

relativní priorit konceptů dle kritérií					
	kritérium 1	kritérium 2	kritérium 3	kritérium 4	kritérium 5
koncept A	0,0519	0,1932	0,2605	0,066	0,7235
koncept B	0,2633	0,0833	0,1062	0,3113	0,0833
koncept C	0,6849	0,7235	0,6333	0,6227	0,1932



relativní priorit kritérií	
kritérium 1	0,5287
kritérium 2	0,1292
kritérium 3	0,2307
kritérium 4	0,0796
kritérium 5	0,0318

	priorita	pořadí
koncept A	0,1408	3
koncept B	0,2019	2
koncept C	0,6574	1

Vítězný koncept: **KONCEPT C – nůžkový mechanismus**

## 6 Optimalizace vítězného konceptu

Vítězný koncept je potřeba optimalizovat z hlediska metod:

- DFX
- FMEA-K

### 6.1 Metody DFX

Ve fázi konstrukčního návrhu zařízení lze významně redukovat mnoho kritických nákladových položek, jejichž snížení je v následujících etapách velmi obtížné. Právě pomocí metod Design for X (DFX) lze tyto náklady včas pozitivně ovlivnit. Písmeno X vyjadřuje s jakým ohledem je zařízení konstruováno [18].

Mezi metody DFX patří [18]:

- Design for Assembly (DFA) – konstruování s ohledem na montáž
- Design for Manufacture (DFM) – konstruování s ohledem na výrobu
- Design for Disassembly (DFD) – konstruování s ohledem na demontáž
- Design for Maintainability (DFMT) - konstruování s ohledem na snadnou údržbu
- Design for Environment (DFE) – konstruování s ohledem na životní prostředí

Jedná se o jednoúčelové zařízení, kterého se bude vyrábět jediný kus. Z tohoto důvodu není nutné dbát na metodách DFX příliš do detailu.

#### 6.1.1 Design for Assembly (DFA)

S ohledem na snadnou montáž zařízení jsou jednotlivé komponenty spojeny pomocí šroubových spojů. Není tedy nutné k montáži využívat speciálních zařízení nebo nářadí.

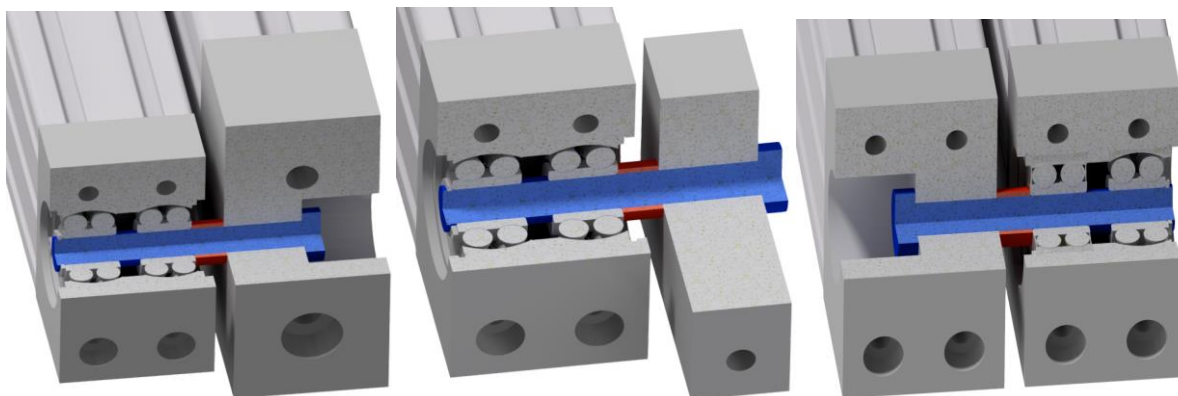
#### 6.1.2 Design for Manufacture (DFM)

Pro dosažení principů metody DFM je zařízení složeno z vysokého počtu nakupovaných komponentů od firmy Item, Festo, Hiwin a Gleich. Mezi tyto komponenty patří:

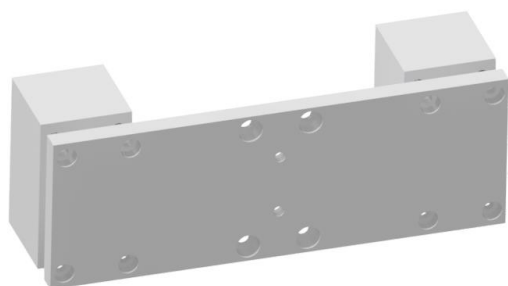
- Systém hliníkových profilů – z těchto profilů je tvořena rámová konstrukce, plošina a ramena nůžkového mechanismu
- Polykarbonátové desky – využité pro zakrytování zařízení
- Doraz boxu v zařízení
- Elektromechanický lineární pohon
- Dopravníkové válečky

- Pneumatický zarážkový válec
- Deska pro ukotvení lineárního pohonu a lineárního vedení
- Lineární vedení s vozíky
- Pružina plošiny

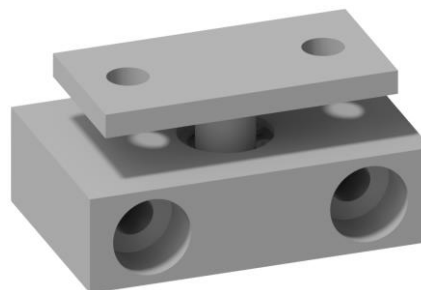
Vyráběné díly jsou navrženy s ohledem na jednoduchost tvaru s krátkou výrobní sekvencí. Na obrázcích níže jsou uvedeny příklady vyráběných dílů.



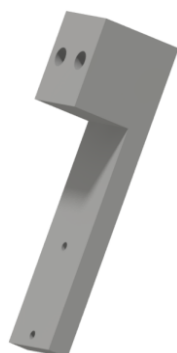
*Obr. 6.1.1 Rotační uložení nůžkového mechanismu*



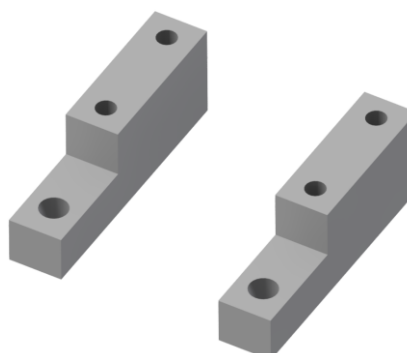
*Obr. 6.1.2 Nosník s distančními hranoly*



*Obr. 6.1.3 Rotační uložení plošiny*



*Obr. 6.1.4 Doraz na plošinu*



*Obr. 6.1.5 Držáky pneumatického zarážkového válce*

### 6.1.3 Design for Disassembly (DFD)

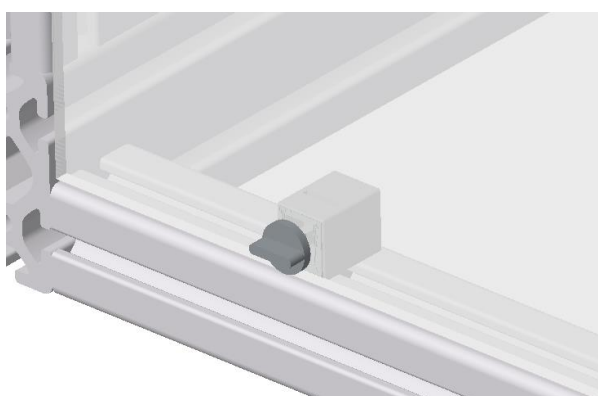
Jak již bylo zmíněno v metodě DFA, jednotlivé komponenty zařízení jsou spojeny pomocí šroubových spojů, které jsou jednoduše demontovatelné bez poškození. Tento fakt zaručuje jejich snadnou vyměnitelnost. Jedinou výjimkou jsou zde ložiska, která jsou nalisována do rotačních uložení nůžkového mechanismu, plošiny a při jejich demontáži může dojít k nepatrnému poškození.

### 6.1.4 Design for Maintainability (DFMT)

S ohledem na principy metody DFMT je zařízení zakrytováno transparentními polykarbonátovými deskami. Tímto je zaručena snadná vizuální kontrola zařízení. Na obr. 6.1.6 je znázorněn původní princip upevnění polykarbonátových desek na rám zařízení. Tento návrh využívá hliníkové lišty vložené do drážek hliníkových profilů a následné spojení s polykarbonátovými deskami pomocí šroubů. Optimalizovaný návrh (obr. 6.1.7) využívá multibloků s pojistným kolíkem. Výhodou oproti původnímu návrhu je rychlá demontáž zakrytování při údržbě bez použití ručního nářadí.



*Obr. 6.1.6 Původní princip*



*Obr. 6.1.7 Optimalizovaný návrh*

Pro usnadnění přístupu ke zdvihacímu mechanismu při údržbě je zařízení opatřeno vstupními dveřmi. Vstupní dveře obsahují bezpečnostní prvek, který zařízení vypne v případě jejich otevření.

### 6.1.5 Design for Environment (DFE)

Jak již bylo zmíněno, zařízení se skládá z vysokého počtu nakupovaných komponent, které lze demontovat bez poškození. Tímto lze komponenty opakovaně využít na jiné konstrukční úlohy. Dále jsou použity u vyráběných dílů materiály jako ocel a dural, které jsou snadno recyklovatelné.

## 6.2 Metoda FMEA-K

„FMEA-K je analytickou metodou používanou k tomu, aby byly dostatečně zváženy a řešeny možné způsoby vad výrobku (a s nimi související příčiny, resp. mechanismy jejich vzniku). V nejpřesnější formě je FMEA-K souhrnem představ (včetně analýzy komponent, které by mohly podle zkušenosti selhat) při návrhu dílu, podsestavy, sestavy a nebo systému. Ve své podstatě je FMEA analytickou a normalizovanou metodou používanou k odhalení všech potenciálních poruch navrhované konstrukce a podrobné analýze jejich příčin, následků i závažnosti pro provozování konstrukčního uzlu nebo kompletního výrobku. Za poruchy v případě FMEA-K považujeme případy, kdy daná součást, podskupina nebo celý výrobek nesplňuje požadavky, které na ně jsou kladeny (ve formě plánované životnosti, specifikovaných rozměrů, deformace nebo estetických požadavků apod). Vlastní postup metody FMEA spočívá v provádění rozboru, který je zaznamenáván do jednotlivých rubrik formuláře FMEA“ [18].

Do formuláře se zaznamenávají jednotlivé součásti, u kterých by mohla nastat porucha. Uvádí se možný způsob poruchy, možný důsledek poruchy a možné příčiny poruchy. Jednotlivé poruchy se hodnotí z hlediska:

- **Výskytu - V** (1 – porucha je nepravděpodobná, 10 – porucha nastává neustále)
- **Závažnosti - Z** (1 – žádný důsledek poruchy, 10 – kritický důsledek poruchy bez varování)
- **Detekce - D** (1 – téměř jistá detekce poruchy, 10 – nemožná detekce poruchy)

Následně se vypočte tzv. rizikové číslo (RPN) které je součinem všech tří hledisek. Jestliže je kritické číslo vyšší než 100, musí se navrhnout doporučené opatření. FMEA-K vypracovaná pro inovované zařízení je znázorněna v tabulce 20.

Tab. 20 FMEA-K pro inovované zařízení

Místo poruchy	Možný způsob poruchy	Možný důsledek poruchy	Možné příčiny poruchy	Běžné kontroly	Současný stav				Doporučené opatření	Přijaté opatření	Výsledný stav			
					V	Z	D	RPN			V	Z	D	RPN
hl. profily rámu	pohybují se	ztráta tuhosti rámu	rezonance	zkušenost	5	8	6	240	prověřit rezonanci rámu	modální analýza rámu	2	8	6	96
ložiska	netočí se	nefunkčnost zdvihacího mechanismu/plošiny	nedostatečná životnost	výpočet životnosti	5	8	5	200	výpočet životnosti	volba ložisek s požadovanou životností	2	8	5	80
	drhnou	hluk	nečistoty	zkušenost	5	5	5	125	zamezení přístupu nečistot	volba ložisek se zakrytváním	3	5	5	75
čepy	lom	nefunkčnost zdvihacího mechanismu/plošiny	nedostatečný průměr	pevnostní výpočet	4	8	5	160	prověřit výpočtem	volba průměrů čepů pomocí pevnostního výpočtu	2	8	5	80
lineární vedení	nepohybuje se	nefunkčnost zdvihacího mechanismu	nedostatečná životnost	výpočet životnosti	5	8	5	200	výpočet životnosti	volba lineárního vedení s požadovanou životností	2	8	5	80
	drhne	hluk	nenamazáno	mazání	5	5	5	125	zajistit dostatečné mazání	vozíky s olejovým zásobníkem	2	5	5	50
držáky pružiny	lom	nefunkčnost výklopné dolní příčky plošiny	nedostatečná tloušťka	zkouška prototypu	3	8	3	96						
doraz na rámu	volný	hluk	nedostatečné upevnění na rám	zkušenost	3	4	3	36						
	deformace	nefunkčnost výklopné dolní příčky plošiny	nedostatečná tloušťka	zkouška prototypu	3	8	3	96						
doraz na plošině	volný	hluk	nedostatečné upevnění na plošinu	zkušenost	3	4	3	36						
válečky plošiny	drhnou	vážnutí výjezdu boxu ze zařízení	Poškození ložisek válečků	zkušenost	3	5	6	90						

## 7 Detailní konstrukce vítězného konceptu

Vítězný koncept bude v této kapitole detailně rozpracován. Bude objasněna volba a výpočty jednotlivých komponentů zařízení. Také bude znázorněna 3D sestava zařízení.

### 7.1 Životnost komponentů

Požadovaná životnost zařízení je 3 roky. Po přepočtu je požadovaná životnost lineárního pohonu a lineárního vedení 8800 [km] a požadovaná životnost ložisek je 3800000 [otáček].

### 7.2 Deska

Pro ukotvení lineárního pohonu a lineárního vedení je použita přesná deska od firmy Gleich. Deska je využita z důvodu smontovatelnosti nůžkového mechanismu a také dodatečně zpevňuje rám zařízení. Zvolená deska má tloušťku 15 [mm] a disponuje vlastnostmi uvedenými v tabulce 21.

Tab. 21 Vlastnosti přesné desky od firmy Gleich [19]

slitina	EN AW5083(AlMg4,5Mn0,7)
stav materiálu	Oboustranně frézovaný, drsnost Ra0,4μm
tolerance rovinnosti [mm]	0,13
tolerance tloušťky [mm]	±0,10
tolerance délky a šířky [mm]	-0/+20   -0/+10

### 7.3 Elektromechanický lineární pohon

Byl zvolen lineární pohon s ozubeným řemenem od firmy Item.

#### 7.3.1 Parametry pro výběr typu lineárního pohonu

Pro přesný výběr typu lineárního pohonu je potřeba určit následující parametry:

- Délka zdvihu
- Profil pohybu
- Hmotnost pohybované zátěže
- Externí síly působící na lineární pohon

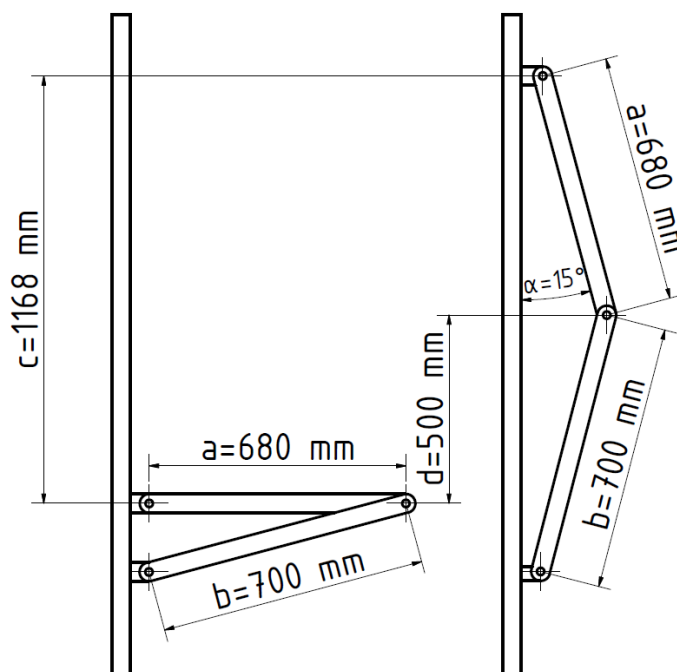


## Délka zdvihu

Potřebná délka zdvihu lineárního pohonu vychází z následujících parametrů:

- Výška zdvihu boxu  $d=500$  [mm] (požadovaný parametr)
- Výstupní úhel boxu  $\alpha=15$  [°] (požadovaný parametr)
- Délka horního ramena  $a=680$  [mm] (voleno)
- Délka dolního ramena  $b=700$  [mm] (voleno)

Na následující skice (obr. 7.3.1) je znázorněn nůžkový mechanismus v dolní a horní poloze. Z této skici vychází potřebná délka zdvihu lineárního pohonu (c). Pro jistotu volím délku zdvihu 1200 [mm].



Obr. 7.3.1 Skica nůžkového mechanismu

## Profil pohybu

Profil pohybu je nutné rozdělit tak, aby výsledná doba cyklu odpovídala 25 [s] (požadovaný parametr). V tabulce 22 je znázorněn zvolený profil pohybu.

Tab. 22 Zvolený profil pohybu

1	založení boxu do zařízení	4 [s]
2	přesun nůžkového mechanismu z dolní do horní polohy	8,5 [s]
3	gravitační výjezd boxu ze zařízení	4 [s]
4	přesun nůžkového mechanismu z horní do dolní polohy	8,5 [s]

### Hmotnost pohybované zátěže

Pohybovaná zátěž se skládá s dílců, viz tabulka 23. V tabulce je uveden materiál pouze u vyráběných dílů. Momenty působící na lineární pohon generované tíhovou silou od pohybované zátěže jsou zachytávány přidavným lineárním vedením.

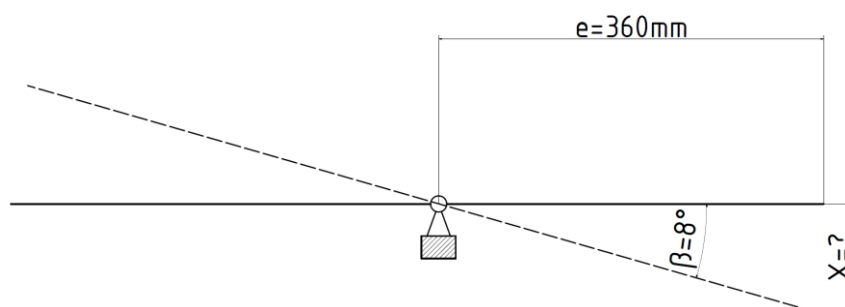
Tab. 23 Soupis dílů pohybované zátěže

položka	materiál	počet	hmotnost [kg]
rotační uložení 1 – dolní rameno s rámem	ocel	1	0,49
rotační uložení 2 – horní rameno s nosníkem	ocel	2	0,93
rotační uložení 3 – horní rameno s dolním ramenem	ocel	2	0,83
nosník	dural	1	0,5
distanční hranoly	dural	2	0,82
vozíky lineárního vedení		4	0,6
hl. profil 60x40-660 – dolní rameno nůžkového mechanismu		1	1,36
hl. profil 60x40-640 – horní rameno nůžkového mechanismu		1	1,32
hl. profil 40x40 -800 – plošina		4	4,36
hl. profil 40x40 -320 – plošina		2	0,86
hl. profil 40x40 -120 – plošina		2	0,32
váleček dlouhý		5	0,39
váleček krátký		5	0,29
držák pružiny	ocel	2	0,12
rotační uložení plošiny	ocel	2	0,4
doraz plošiny	ocel		0,63
box		1	10
spojovací materiál + ložiska + čepy rotačních uložení + pružina			2
<b>celkem</b>			<b>26,22</b>

Při pohybu nahoru lineární pohon pohybuje hmotností 30 [kg] (zaokrouhleno). Při pohybu dolů, už bez boxu, lineární pohon pohybuje hmotností 20 [kg].

## Externí síly působící na lineární pohon

Jedinou externí silou působící na lineární pohon během pohybu je síla od tažné pružiny. Jak již bylo zmíněno, pružina se nachází na plošině a definuje úhel natočení příček vůči sobě a tím vytvoření nakloněné roviny sloužící pro gravitační výjezd boxu ze zařízení. Na obr. 7.3.2 je znázorněna skica nakloněné roviny, která slouží pro výpočet nutného protažení pružiny ( $x$ ). Velikost úhlu nakloněné roviny ( $\beta$ ) byla změřena na současném zařízení, které taktéž využívá gravitační výjezd boxu.

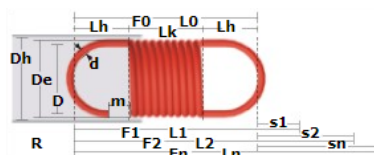


Obr. 7.3.2 Skica nakloněné roviny

Díky malému úhlu natočení lze pro výpočet protažení pružiny použít vztah (7.3.1).

$$x = \tan(\beta) \cdot e = \tan(8) \cdot 360 = 50,6 \text{ [mm]} \quad (7.3.1)$$

Byla zvolena pružina s následujícími parametry (obr. 7.3.3).



Mat EN 10270-3-1.4310	Oest (Stupně) 180	Oesttol (Stupně) 40	d (mm) 2,8	De (mm) 30	Detol (mm) 0,5	Dh (mm) 34,7
F0 (N) 14	Fn (N) 193,3	Fntol (N) 10,97	Lk (mm) 113,4	L0 (mm) 154	L0tol (mm) 2,4	sn (mm) 265
Lh (mm) 20,3	R (N/mm) 0,677	Gew (g) 171,6197	PG ZR			

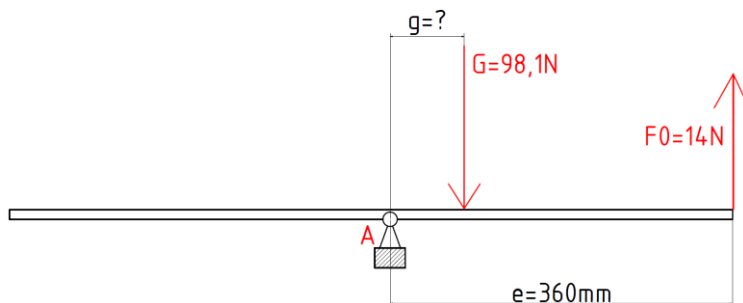
Obr. 7.3.3 Zvolená tažná pružina [20]

Maximální síla v pružině působící na lineární pohon během pohybu z dolní do horní polohy se vypočte pomocí vztahu (7.3.2).

$$F_{max} = F_0 + R \cdot x = 14 + 0,677 \cdot 50,6 = 48,2 \text{ [N]} \quad (7.3.2)$$

Působíště tíhové síly od boxu ( $G$ ) je předpokládáno uprostřed, a tedy negeneruje žádný moment vůči rotačnímu uložení dolní příčky. Tento předpoklad však nemusí být správný, a proto je zvolena pružina s předpínací silou ( $F_0$ ), která umožňuje určité posunutí těžiště boxu a

přítom zachování rovnováhy. Nedojde tedy k předčasnému vyklopení dolní příčky a vzniku nakloněné roviny dříve než je požadováno. Je potřebné vypočítat možné posunutí působišť tíhové síly ( $g$ ) boxu od rotačního uložení dolní příčky. Silové schéma dolní výklopné příčky je znázorněno na obr. 7.3.4.



Obr. 7.3.4 Silové schéma dolní výklopné příčky plošiny

Rovnice rovnováhy:

$$mA: G \cdot g - F_0 \cdot e = 0 \quad (7.3.3)$$

$$(7.3.3) \Rightarrow g = \frac{F_0 \cdot e}{G} = \frac{14 \cdot 360}{98,1} = 51,4 \text{ [mm]}$$

Působišť tíhové síly je možné posunout na každou stranu o 51,4mm.

### 7.3.2 Výběr lineárního pohonu

Výběr proběhl pomocí konfigurátoru od Itemu. Na obr. 7.3.5 je zobrazen zvolený lineární pohon.



Obr. 7.3.5 Zvolený lineární pohon

**Lineární jednotka:** KLE 6 60x60 LR

**Servomotor:** SE 60-150-3-60-R-B (vytížení motoru 37%)

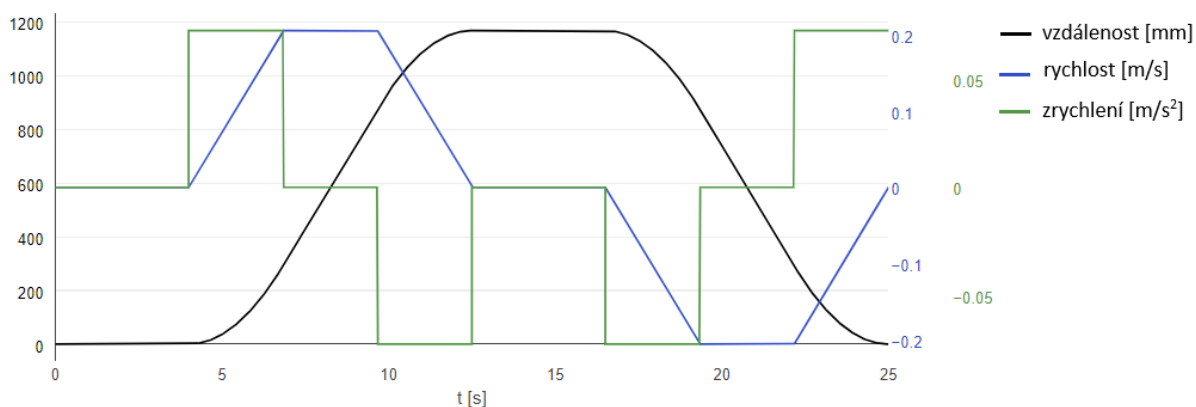
**Převodovka:** AP 60-7

**Ovladač:** C 1-02

**Garantovaná životnost:** 10000 [km]  $\Rightarrow$  vyhovuje

Z konfiguratoru lze vyčíst diagram pohybu a také potřebné hodnoty polohy, rychlosti a zrychlení jezdce (obr. 7.3.6).

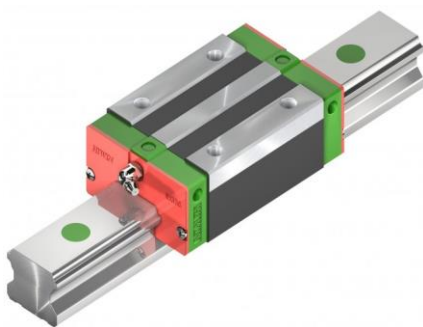
	popis	zatížení	start	typ pohybu	cíl	čas	rychlost	zrychlení
1	založení boxu do zařízení	30 kg	0 mm	pauza	0 mm	4 s	0 m/s	0 m/s <sup>2</sup>
2	přesun jezdce z dolní do horní polohy	30 kg	0 mm	lichoběžníkový	1168 mm	8,5 s	0,21 m/s	0,07 m/s <sup>2</sup>
3	gravitační výjezd boxu ze zařízení	30 kg	1168 mm	pauza	1168 mm	4 s	0 m/s	0 m/s <sup>2</sup>
4	přesun jezdce z horní do dolní polohy	20 kg	1168 mm	lichoběžníkový	0 mm	8,5 s	-0,21 m/s	-0,07 m/s <sup>2</sup>



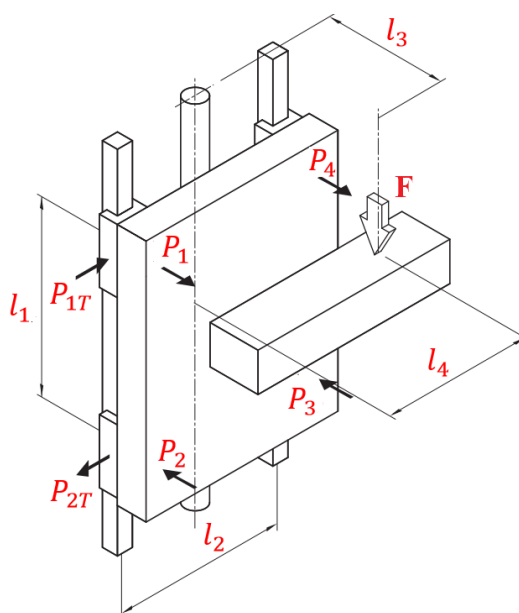
Obr. 7.3.6 Diagram pohybu s tabulkou hodnot [21]

## 7.4 Lineární vedení

Bylo vybráno lineární vedení EGH20SA od firmy Hiwin (Obr. 7.4.1). Jak již bylo zmíněno, lineární vedení slouží pro zachytávání momentů generovaných tíhovou silou ( $F$ ) pohybované zátěže. Na obr. 7.4.2 je znázorněno silové zatížení každého vozíku.



Obr. 7.4.1 Lineární vedení EGH20SA [22]



Obr. 7.4.2 Silové schéma lineárního vedení [23]

Dáno:

$$m_1 = 30 \text{ [kg]} (\text{hmotnost při pohybu nahoru})$$

$$l_2 = 182 \text{ [mm]}$$

$$m_2 = 20 \text{ [kg]} (\text{hmotnost při pohybu dolů})$$

$$l_3 = 432 \text{ [mm]} (\text{poloha těžiště})$$

$$g = 9,81 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$$

$$l_4 = 49 \text{ [mm]} (\text{poloha těžiště})$$

$$a_1 = 0,07 \text{ [m.s}^{-2}\text{]} (\text{zrychlení})$$

$$l_s = 1168 \text{ [mm]} (\text{délka zdvihu})$$

$$a_2 = 0,07 \text{ [m.s}^{-2}\text{]} (\text{zpomalení})$$

$$C = 7230 \text{ [N]} [22]$$

$$x_1 = 290 \text{ [mm]} (\text{uražená dráha během zrychlení})$$

$$C_0 = 12740 \text{ [N]} [22]$$

$$x_2 = 290 \text{ [mm]} (\text{uražená dráha během zpomalení})$$

$$f_w = 1,2 \text{ [-]} (\text{zátěžový faktor}) [22]$$

$$x_3 = 588 \text{ [mm]} (\text{uražená dráha během rovnoměrného pohybu})$$

$$f_h = 1 \text{ [-]} (\text{faktor tvrdosti}) [22]$$

$$l_1 = 80 \text{ [mm]}$$

$$f_t = 1 \text{ [-]} (\text{teplotní faktor}) [22]$$

### 7.4.1 Síly při pohybu nahoru

#### Během zrychlení

$$P_{1a1N} = P_{2a1N} = P_{3a1N} = P_{4a1N} = \frac{m_1 \cdot (a_1 + g) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{30 \cdot (0,07 + 9,81) \cdot 432}{2 \cdot 80} = 800,2 \text{ [N]} \quad (7.4.1)$$

$$P_{1Ta1N} = P_{2Ta1N} = P_{3Ta1N} = P_{4Ta1N} = \frac{m_1 \cdot (a_1 + g) \cdot l_4}{2 \cdot l_1} = \frac{30 \cdot (0,07 + 9,81) \cdot 49}{2 \cdot 80} = 90,7 \text{ [N]} \quad (7.4.2)$$

#### Během rovnoměrného pohybu

$$P_{1N} = P_{2N} = P_{3N} = P_{4N} = \frac{m_1 \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 432}{2 \cdot 80} = 794,6 \text{ [N]} \quad (7.4.3)$$

$$P_{1TN} = P_{2TN} = P_{3TN} = P_{4TN} = \frac{m_1 \cdot g \cdot l_4}{2 \cdot l_1} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 49}{2 \cdot 80} = 90,1 \text{ [N]} \quad (7.4.4)$$

#### Během zpomalení

$$P_{1a2N} = P_{2a2N} = P_{3a2N} = P_{4a2N} = \frac{m_1 \cdot (g - a_2) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{30 \cdot (9,81 - 0,07) \cdot 432}{2 \cdot 80} = 788,9 \text{ [N]} \quad (7.4.5)$$

$$P_{1Ta2N} = P_{2Ta2N} = P_{3Ta2N} = P_{4Ta2N} = \frac{m_1 \cdot (g - a_2) \cdot l_4}{2 \cdot l_1} = \frac{30 \cdot (9,81 - 0,07) \cdot 49}{2 \cdot 80} = 89,4 \text{ [N]} \quad (7.4.6)$$

### 7.4.2 Síly při pohybu dolu

#### Během zrychlení

$$P_{1a1D} = P_{2a1D} = P_{3a1D} = P_{4a1D} = \frac{m_2 \cdot (g - a_1) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{20 \cdot (9,81 - 0,07) \cdot 432}{2 \cdot 80} = 525,9 \text{ [N]} \quad (7.4.7)$$

$$P_{1Ta1D} = P_{2Ta1D} = P_{3Ta1D} = P_{4Ta1D} = \frac{m_2 \cdot (g - a_1) \cdot l_4}{2 \cdot l_1} = \frac{20 \cdot (9,81 - 0,07) \cdot 49}{2 \cdot 80} = 59,6 \text{ [N]} \quad (7.4.8)$$

### Během rovnoměrného pohybu

$$P_{1D} = P_{2D} = P_{3D} = P_{4D} = \frac{m_2 \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{20,9,81,432}{2,80} = 529,7 \text{ [N]} \quad (7.4.9)$$

$$P_{1TD} = P_{2TD} = P_{3TD} = P_{4TD} = \frac{m_2 \cdot g \cdot l_4}{2 \cdot l_1} = \frac{20,9,81,49}{2,80} = 60 \text{ [N]} \quad (7.4.10)$$

### Během zpomalení

$$P_{1a2D} = P_{2a2D} = P_{3a2D} = P_{4a2D} = \frac{m_2 \cdot (g + a_2) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{20,9,81+0,07,432}{2,80} = 533,5 \text{ [N]} \quad (7.4.11)$$

$$P_{1Ta2D} = P_{2Ta2D} = P_{3Ta2D} = P_{4Ta2D} = \frac{m_2 \cdot (g + a_2) \cdot l_4}{2 \cdot l_1} = \frac{20,9,81+0,07,49}{2,80} = 60,5 \text{ [N]} \quad (7.4.12)$$

### 7.4.3 Ekvivalentní zatížení

#### Během zrychlení (nahoru a dolů)

$$P_{Ea1N} = |P_{1a1N}| + |P_{1Ta1N}| = |800,2| + |90,7| = 890,9 \text{ [N]} \quad (7.4.13)$$

$$P_{Ea1D} = |P_{1a1D}| + |P_{1Ta1D}| = |525,9| + |59,6| = 585,5 \text{ [N]} \quad (7.4.14)$$

#### Během rovnoměrného pohybu (nahoru a dolů)

$$P_{EN} = |P_{1N}| + |P_{1TN}| = |794,6| + |90,1| = 884,7 \text{ [N]} \quad (7.4.15)$$

$$P_{ED} = |P_{1D}| + |P_{1TD}| = |529,7| + |60| = 589,7 \text{ [N]} \quad (7.4.16)$$

#### Během zpomalení (nahoru a dolů)

$$P_{Ea2N} = |P_{1a2N}| + |P_{1Ta2N}| = |788,9| + |89,4| = 878,3 \text{ [N]} \quad (7.4.17)$$

$$P_{Ea2D} = |P_{1a2D}| + |P_{1Ta2D}| = |533,5| + |60,5| = 594 \text{ [N]} \quad (7.4.18)$$

### 7.4.4 Statický faktor

$$f_s = \frac{C_0}{P_{Emax}} = \frac{12740}{890,9} = 14,3 \text{ [-]} \quad (7.4.19)$$

### 7.4.5 Střední zátěž na každý vozík

$$P_m = P_{m1} = P_{m2} = P_{m3} = P_{m4} = \sqrt[3]{\frac{(P_{Ea1N}^3 \cdot x_1 + P_{EN}^3 \cdot x_3 + P_{Ea2N}^3 \cdot x_2 + P_{Ea1D}^3 \cdot x_1 + P_{ED}^3 \cdot x_3 + P_{Ea2D}^3 \cdot x_2)}{2 \cdot l_s}} =$$
$$\sqrt[3]{\frac{(890,9^3 \cdot 2,90 + 884,7^3 \cdot 5,88 + 878,3^3 \cdot 2,90 + 585,5^3 \cdot 2,90 + 589,7^3 \cdot 5,88 + 594^3 \cdot 2,90)}{2 \cdot 1168}} = 765,6 \text{ [N]} \quad (7.4.20)$$

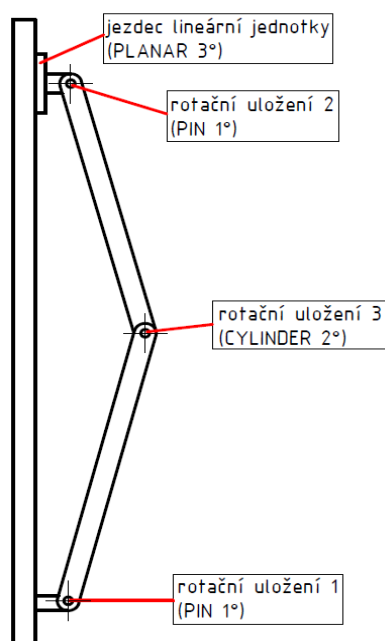
### 7.4.6 Nominální životnost

$$L = \left( \frac{C \cdot f_h \cdot f_t}{P_m \cdot f_w} \right)^3 \cdot 50 = \left( \frac{7230 \cdot 1,1}{765,6 \cdot 1,2} \right)^3 \cdot 50 = 24361 \text{ [km]} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.4.21)$$

## 7.5 Čepy a ložiska v rotačních uloženích

### 7.5.1 Reakce v rotačních uloženích

Pro stanovení reakcí v rotačních uloženích nůžkového mechanismu byl využit modul „mechanismy“ v programu Creo Parametric 3.0. Při sestavování mechanismu je důležité, aby se celkový stupeň volnosti sestavy rovnal jedné. Na obr. 7.5.1 je znázorněna skica nůžkového mechanismu s jednotlivými kinematickými vazbami.



Počet stupňů volnosti mechanismu se vypočte pomocí vztahu (7.5.1).

$$I = 6 \cdot (n - h - 1) + \sum_1^d i_j = 6 \cdot (4 - 4 - 1) + 1 + 1 + 3 + 2 = 1[^\circ] \quad (7.5.1)$$

Kde:  $n$  – počet těles včetně rámu

$h$  – počet kinematických vazeb

$i_j$  – počet stupňů volnosti příslušící kinematické vazbě

Obr. 7.5.1 Skica nůžkového mechanismu

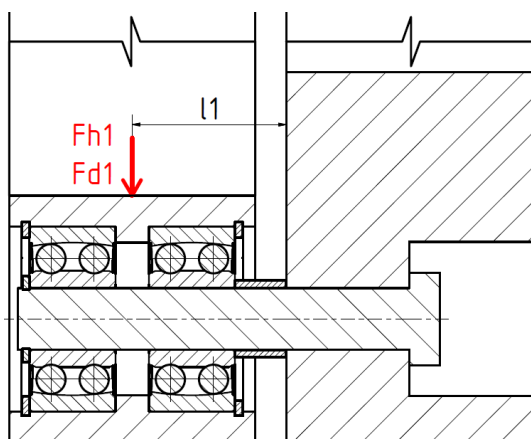
V tabulce 24 jsou vyspány výsledky analýzy v podobě radiálních sil (axiální síla je vždy nulová) v jednotlivých rotačních uloženích. Červeně zvýrazněné síly (maximální síly) budou použity při výpočtu průměrů čepů a kontrole životnosti ložisek.

Tab. 24 Výsledky analýzy – radiální síly v rotačních uloženích

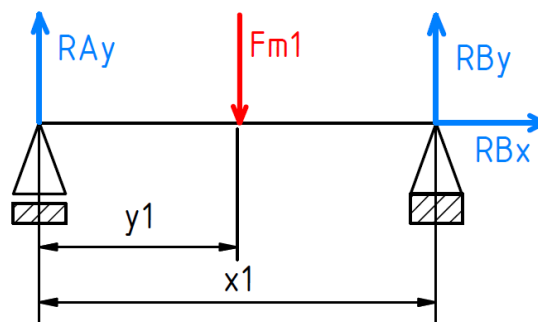
		<b>zrychlený pohyb</b>	<b>rovnoměrný pohyb</b>	<b>zpomalený pohyb</b>
<b>Rotační uložení 1</b>	horní hodnota [N] $F_{h1}$	485	196	133
	dolní hodnota [N] $F_{d1}$	197	109	107
	střední hodnota [N] $F_{m1}$	342	153	120
<b>Rotační uložení 2</b>	horní hodnota [N] $F_{h2}$	477	225	145
	dolní hodnota [N] $F_{d2}$	226	146	93
	střední hodnota [N] $F_{m2}$	352	185	119
<b>Rotační uložení 3</b>	horní hodnota [N] $F_{h3}$	479	188	110
	dolní hodnota [N] $F_{d3}$	189	91	87
	střední hodnota [N] $F_{m3}$	335	140	99



## 7.5.2 Rotační uložení 1



Obr. 7.5.2 Rotační uložení 1



Obr. 7.5.3 Silové schéma rotačního uložení 1 (ložiska)

Dáno:  $R_m = 550 [MPa]$   $\sigma_{oc} = 200 [MPa]$  (materiál 11500) [24],  $k_p = 2,5 [-]$ ,  $l_1 = 32 [mm]$

$F_{h1} = 485 [N]$ ,  $F_{d1} = 197 [N]$ ,  $F_{m1} = 342 [N]$ ,  $y_1 = 9,7 [mm]$ ,  $x_1 = 19,4 [mm]$

$\nu = 0,98 [-]$   $\eta = 0,85 [-]$  [24]

### Průměr čepu

Čep je namáhán dynamicky pulsujícím ohybovým momentem. Minimální průměr čepu bude vypočten z horní hodnoty síly působící na čep ( $F_{h1}$ ).

$$\sigma_{o1max} \leq \sigma_{oc} \Rightarrow \frac{M_{o1max}}{W_{o1}} \leq \sigma_{oc} \Rightarrow \frac{F_{h1} \cdot l_1 \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} \leq \sigma_{oc} \quad (7.5.2)$$

$$(7.5.2) \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{F_{h1} \cdot l_1 \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{oc}}} = \sqrt[3]{\frac{485 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 200}} = 9,24 [mm] \Rightarrow 10 [mm]$$

Dále je potřeba určit celkovou bezpečnost čepu s navrženým průměrem a porovnat s požadovanou bezpečností.

$$\sigma_F = 1,4 \cdot R_m = 1,4 \cdot 550 = 770 [MPa] \quad (7.5.3)$$

$$\sigma_{oc*} = 0,43 \cdot R_m \cdot \nu \cdot \eta = 0,43 \cdot 550 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 197 [MPa] \quad (7.5.4)$$

$$\sigma_{oh1} = \frac{M_{oh1max}}{W_{o1}} = \frac{F_{h1} \cdot l_1 \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{485 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 10^3} = 158 [MPa] \quad (7.5.5)$$

$$\sigma_{od1} = \frac{M_{od1max}}{W_{o1}} = \frac{F_{d1} \cdot l_1 \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{197 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 10^3} = 64,2 [MPa] \quad (7.5.6)$$

$$\sigma_{om1} = \frac{\sigma_{oh1} + \sigma_{od1}}{2} = \frac{158 + 64,2}{2} = 111,1 [MPa] \quad (7.5.7)$$

$$\sigma_{oa1} = \frac{\sigma_{oh1} - \sigma_{od1}}{2} = \frac{158 - 64,2}{2} = 46,9 [MPa] \quad (7.5.8)$$

Celková bezpečnost dle Soderberga při pulsujícím namáhání:

$$k_c = \left( \frac{\sigma_{oa1}}{\sigma_{oc*}} + \frac{\sigma_{om1}}{\sigma_F} \right)^{-1} = \left( \frac{46,9}{197} + \frac{111,1}{770} \right)^{-1} = 2,61 [-] \quad (7.5.9)$$

$$2,61 (k_c) > 2,5(k_p)$$

Celková bezpečnost je vyšší než požadovaná a tedy navržený průměr čepu je vyhovující.

### Ložiska

Ložiska jsou počítána ze střední hodnoty působící síly ( $F_{m1}$ ).

Rovnice rovnováhy:

$$x: R_{Bx} = 0 \quad (7.5.10)$$

$$y: R_{Ay} + R_{By} - F_{m1} = 0 \quad (7.5.11)$$

$$mA: F_{m1} \cdot y_1 - R_{By} \cdot x_1 = 0 \quad (7.5.12)$$

$$(7.5.10) \Rightarrow R_{Bx} = 0 [N]$$

$$(7.5.12) \Rightarrow R_{By} = \frac{F_{m1} \cdot y_1}{x_1} = \frac{342,9,7}{19,4} = 171 [N]$$

$$(7.5.11) \Rightarrow R_{Ay} = F_{m1} - R_{By} = 342 - 171 = 171 [N]$$

Místo A - ložisko pro parametry:  $F_{rA} = R_{Ay} = 171 [N]$ ,  $F_{aA} = 0[N]$ ,  $d_1 = 10[mm]$ ,

Volím naklápěcí kuličkové ložisko utěsněné 2200 E-2RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 30[mm], B = 14[mm], C = 5530[N], C_0 = 1180[N], e = 0,33[-], Y_1 = 1,9[-], Y_2 = 3[-]$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{0}{171} = 0 \leq e \quad \Rightarrow \quad P = F_{rA} + Y_1 \cdot F_{aA} = 171 + 1,9 \cdot 0 = 171 [N] \quad (7.5.13)$$

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{5530}{171} \right)^3 = 33821 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.14)$$

Místo B - ložisko pro parametry:  $F_{rB} = R_{By} = 171[N]$ ,  $F_{aB} = R_{Bx} = 0[N]$ ,  $d_1 = 10[mm]$ ,

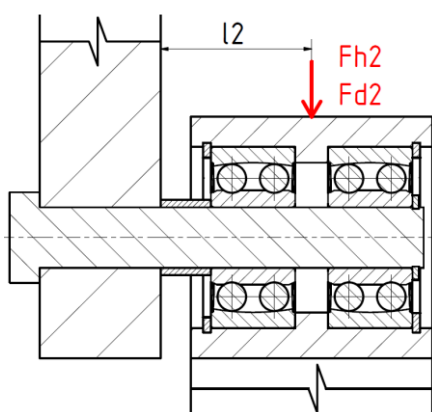
Volím naklápěcí kuličkové ložisko utěsněné 2200 E-2RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 30[mm], B = 14[mm], C = 5530[N], C_0 = 1180[N], e = 0,33[-], Y_1 = 1,9[-], Y_2 = 3[-]$$

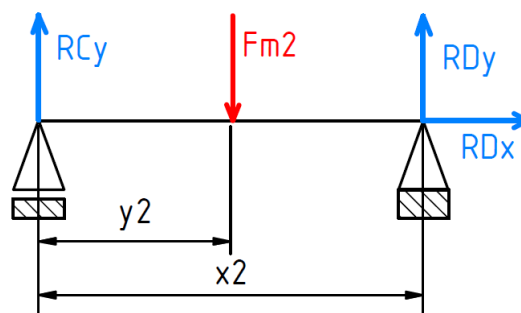
$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{0}{171} = 0 \leq e \quad \Rightarrow \quad P = F_{rB} + Y_1 \cdot F_{aB} = 171 + 1,9 \cdot 0 = 171 [N] \quad (7.5.15)$$

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{5530}{171} \right)^3 = 33821 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.16)$$

### 7.5.3 Rotační uložení 2



Obr. 7.5.4 Rotační uložení 2



Obr. 7.5.5 Silové schéma rotačního uložení 2 (ložiska)

Dáno:  $R_m = 550 [MPa]$   $\sigma_{oc} = 200 [MPa]$  (materiál 11500) [24],  $k_p = 2,5 [-]$ ,  $l_2 = 32 [mm]$

$F_{h2} = 477 [N]$ ,  $F_{d2} = 226 [N]$ ,  $F_{m2} = 352 [N]$ ,  $y_2 = 9,7 [mm]$ ,  $x_2 = 19,4 [mm]$

$v = 0,98 [-]$   $\eta = 0,85 [-]$  [24]

#### Průměr čepu

Čep je namáhán dynamicky pulsujícím ohybovým momentem. Minimální průměr čepu bude vypočten z horní hodnoty síly působící na čep ( $F_{h2}$ ).

$$\sigma_{o2max} \leq \sigma_{oc} \Rightarrow \frac{M_{o2max}}{W_{o2}} \leq \sigma_{oc} \Rightarrow \frac{F_{h2} \cdot l_2 \cdot 32}{\pi \cdot d_2^3} \leq \sigma_{oc} \quad (7.5.17)$$

$$(7.5.17) \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{F_{h2} \cdot l_2 \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{oc}}} = \sqrt[3]{\frac{477 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 200}} = 9,2 [mm] \Rightarrow 10 [mm]$$

Dále je potřeba určit celkovou bezpečnost čepu s navrženým průměrem a porovnat s požadovanou bezpečností.

$$\sigma_F = 1,4 \cdot R_m = 1,4 \cdot 550 = 770 [MPa] \quad (7.5.18)$$

$$\sigma_{oc*} = 0,43 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta = 0,43 \cdot 550 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 197 [MPa] \quad (7.5.19)$$

$$\sigma_{oh2} = \frac{M_{oh2max}}{W_{o2}} = \frac{F_{h2} \cdot l_2 \cdot 32}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{477 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 10^3} = 155,4 [MPa] \quad (7.5.20)$$

$$\sigma_{od2} = \frac{M_{od2max}}{W_{o2}} = \frac{F_{d2} \cdot l_2 \cdot 32}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{226 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 10^3} = 73,6 [MPa] \quad (7.5.21)$$

$$\sigma_{om2} = \frac{\sigma_{oh2} + \sigma_{od2}}{2} = \frac{155,4 + 73,6}{2} = 114,5 [MPa] \quad (7.5.22)$$

$$\sigma_{oa2} = \frac{\sigma_{oh2} - \sigma_{od2}}{2} = \frac{155,4 - 73,6}{2} = 40,9 [MPa] \quad (7.5.23)$$

Celková bezpečnost dle Soderberga při pulsujícím namáhání:

$$k_c = \left( \frac{\sigma_{oa2}}{\sigma_{oc*}} + \frac{\sigma_{om2}}{\sigma_F} \right)^{-1} = \left( \frac{40,9}{197} + \frac{114,5}{770} \right)^{-1} = 2,8 [-] \quad (7.5.24)$$

$$2,8 (k_c) > 2,5(k_p)$$

Celková bezpečnost je vyšší než požadovaná a tedy navržený průměr čepu je vyhovující.

### Ložiska

Ložiska jsou počítána ze střední hodnoty působící síly ( $F_{m2}$ ).

Rovnice rovnováhy:

$$x: R_{Dx} = 0 \quad (7.5.25)$$

$$y: R_{Cy} + R_{Dy} - F_{m2} = 0 \quad (7.5.26)$$

$$mC: F_{m2} \cdot y_2 - R_{Dy} \cdot x_2 = 0 \quad (7.5.27)$$

$$(7.5.25) \Rightarrow R_{Dx} = 0 [N]$$

$$(7.5.27) \Rightarrow R_{Dy} = \frac{F_{m2} \cdot y_2}{x_2} = \frac{352,9,7}{19,4} = 176 [N]$$

$$(7.5.26) \Rightarrow R_{Cy} = F_{m2} - R_{Dy} = 352 - 176 = 176 [N]$$

Místo C - ložisko pro parametry:  $F_{rC} = R_{Cy} = 176 [N]$ ,  $F_{aC} = 0[N]$ ,  $d_2 = 10[mm]$ ,

Volím naklápěcí kuličkové ložisko utěsněné 2200 E-2RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 30[mm], B = 14[mm], C = 5530[N], C_0 = 1180[N], e = 0,33[-], Y_1 = 1,9[-], Y_2 = 3[-]$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = \frac{0}{176} = 0 \leq e \quad \Rightarrow \quad P = F_{rC} + Y_1 \cdot F_{aC} = 176 + 1,9 \cdot 0 = 176 [N] \quad (7.5.28)$$

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{5530}{176} \right)^3 = 31019 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.29)$$

Místo D - ložisko pro parametry:  $F_{rD} = R_{Dy} = 176[N]$ ,  $F_{aD} = R_{Dx} = 0[N]$ ,  $d_2 = 10[mm]$ ,

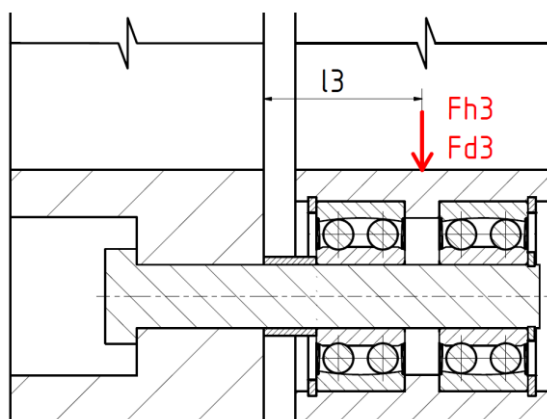
Volím naklápěcí kuličkové ložisko utěsněné 2200 E-2RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 30[mm], B = 14[mm], C = 5530[N], C_0 = 1180[N], e = 0,33[-], Y_1 = 1,9[-], Y_2 = 3[-]$$

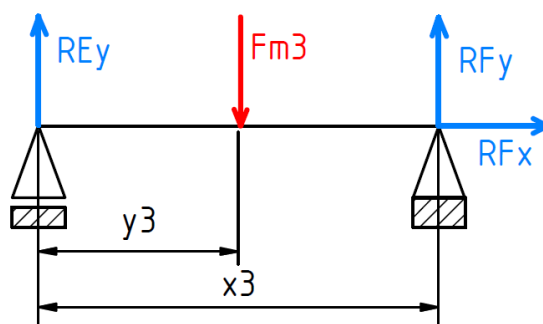
$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{0}{176} = 0 \leq e \quad \Rightarrow \quad P = F_{rD} + Y_1 \cdot F_{aD} = 176 + 1,9 \cdot 0 = 176 [N] \quad (7.5.30)$$

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{5530}{176} \right)^3 = 31019 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.31)$$

### 7.5.4 Rotační uložení 3



Obr. 7.5.6 Rotační uložení 3



Obr. 7.5.7 Silové schéma rotačního uložení 3 (ložiska)

Dáno:  $R_m = 550 [MPa]$   $\sigma_{oc} = 200 [MPa]$  (materiál 11500) [24],  $k_p = 2,5 [-]$ ,  $l_3 = 32 [mm]$

$F_{h3} = 479 [N]$ ,  $F_{d3} = 189 [N]$ ,  $F_{m3} = 335 [N]$ ,  $y_3 = 9,7 [mm]$ ,  $x_3 = 19,4 [mm]$

$\nu = 0,98 [-]$   $\eta = 0,85 [-]$  [24]

#### Průměr čepu

Čep je namáhán dynamicky pulsujícím ohybovým momentem. Minimální průměr čepu bude vypočten z horní hodnoty síly působící na čep ( $F_{h3}$ ).

$$\sigma_{o3max} \leq \sigma_{oc} \Rightarrow \frac{M_{o3max}}{W_{o3}} \leq \sigma_{oc} \Rightarrow \frac{F_{h3} \cdot l_3 \cdot 32}{\pi \cdot d_3^3} \leq \sigma_{oc} \quad (7.5.32)$$

$$(7.5.32) \Rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{F_{h3} \cdot l_3 \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{oc}}} = \sqrt[3]{\frac{479 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 200}} = 9,2 [mm] \Rightarrow 10 [mm]$$

Dále je potřeba určit celkovou bezpečnost čepu s navrženým průměrem a porovnat s požadovanou bezpečností.

$$\sigma_F = 1,4 \cdot R_m = 1,4 \cdot 550 = 770 [MPa] \quad (7.5.33)$$

$$\sigma_{oc*} = 0,43 \cdot R_m \cdot \nu \cdot \eta = 0,43 \cdot 550 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 197 [MPa] \quad (7.5.34)$$

$$\sigma_{oh3} = \frac{M_{oh3max}}{W_{o3}} = \frac{F_{h3} \cdot l_3 \cdot 32}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{479 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 10^3} = 156,1 [MPa] \quad (7.5.35)$$

$$\sigma_{od3} = \frac{M_{od3max}}{W_{o3}} = \frac{F_{d3} \cdot l_3 \cdot 32}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{189 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 10^3} = 61,6 [MPa] \quad (7.5.36)$$

$$\sigma_{om3} = \frac{\sigma_{oh3} + \sigma_{od3}}{2} = \frac{156,1 + 61,6}{2} = 108,8 [MPa] \quad (7.5.37)$$

$$\sigma_{oa3} = \frac{\sigma_{oh3} - \sigma_{od3}}{2} = \frac{156,1 - 61,6}{2} = 47,2 [MPa] \quad (7.5.38)$$

Celková bezpečnost dle Soderberga při pulsujícím namáhání:

$$k_c = \left( \frac{\sigma_{oa3}}{\sigma_{oc*}} + \frac{\sigma_{om3}}{\sigma_F} \right)^{-1} = \left( \frac{47,2}{197} + \frac{108,8}{770} \right)^{-1} = 2,61 [-] \quad (7.5.39)$$

$$2,61 (k_c) > 2,5(k_p)$$

Celková bezpečnost je vyšší než požadovaná a tedy navržený průměr čepu je vyhovující.

### Ložiska

Ložiska jsou počítána ze střední hodnoty působící síly ( $F_{m3}$ ).

Rovnice rovnováhy:

$$x: R_{Fx} = 0 \quad (7.5.40)$$

$$y: R_{Ey} + R_{Fy} - F_{m3} = 0 \quad (7.5.41)$$

$$mE: F_{m3} \cdot y_3 - R_{Fy} \cdot x_3 = 0 \quad (7.5.42)$$

$$(7.5.40) \Rightarrow R_{Fx} = 0 [N]$$

$$(7.5.42) \Rightarrow R_{Fy} = \frac{F_{m3} \cdot y_3}{x_3} = \frac{335,9,7}{19,4} = 167,5 [N]$$

$$(7.5.41) \Rightarrow R_{Ey} = F_{m3} - R_{Fy} = 335 - 167,5 = 167,5 [N]$$

Místo E - ložisko pro parametry:  $F_{rE} = R_{Ey} = 167,5 [N]$ ,  $F_{aE} = 0[N]$ ,  $d_3 = 10[mm]$ ,

Volím naklápěcí kuličkové ložisko utěsněné 2200 E-2RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 30[mm], B = 14[mm], C = 5530[N], C_0 = 1180[N], e = 0,33[-], Y_1 = 1,9[-], Y_2 = 3[-]$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{0}{167,5} = 0 \leq e \quad \Rightarrow \quad P = F_{rE} + Y_1 \cdot F_{aE} = 167,5 + 1,9 \cdot 0 = 167,5 [N] \quad (7.5.43)$$

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{5530}{167,5} \right)^3 = 35985 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.44)$$

Místo F - ložisko pro parametry:  $F_{rF} = R_{Fy} = 167,5[N]$ ,  $F_{aF} = R_{Fx} = 0[N]$ ,  $d_3 = 10[mm]$ ,

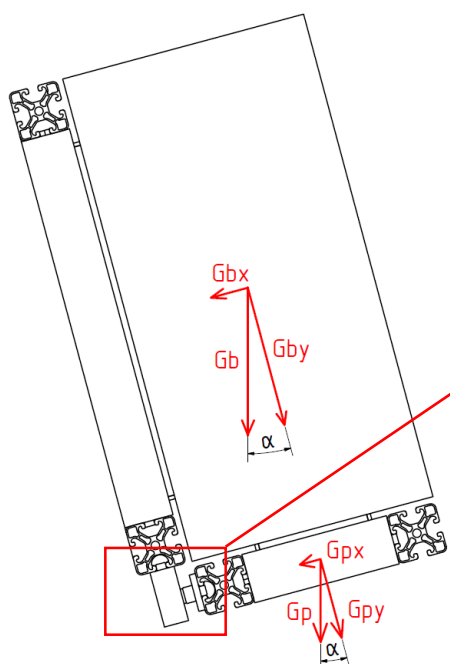
Volím naklápěcí kuličkové ložisko utěsněné 2200 E-2RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 30[mm], B = 14[mm], C = 5530[N], C_0 = 1180[N], e = 0,33[-], Y_1 = 1,9[-], Y_2 = 3[-]$$

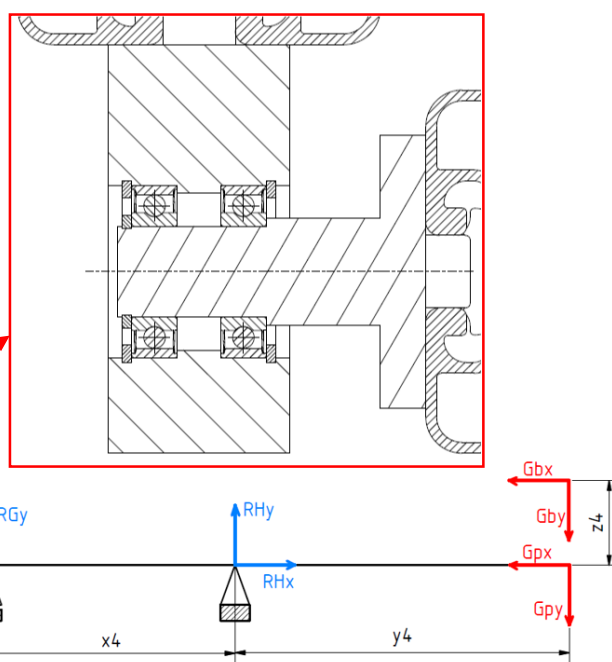
$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = \frac{0}{167,5} = 0 \leq e \quad \Rightarrow \quad P = F_{rF} + Y_1 \cdot F_{aF} = 167,5 + 1,9 \cdot 0 = 167,5 [N] \quad (7.5.45)$$

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{5530}{167,5} \right)^3 = 35985 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.46)$$

## 7.5.5 Rotační uložení plošiny



Obr. 7.5.8 Rotační uložení plošiny



Obr. 7.5.9 Silové schéma rotačního uložení plošiny

Dáno:  $\sigma_{oD} = 160 [MPa]$  (materiál 11373) [24],  $k_p = 1,7 [-]$ ,  $\alpha = 15 [^\circ]$ ,  $m_b = 10 [kg]$ ,  $m_p = 2,8 [kg]$

$x_4 = 20 [mm]$ ,  $y_4 = 115 [mm]$ ,  $z_4 = 200 [mm]$

$$G_b = m_b \cdot g = 10 \cdot 9,81 = 98,1 [N] \quad (7.5.47)$$

$$G_p = m_p \cdot g = 2,8 \cdot 9,81 = 27,4 [N] \quad (7.5.48)$$

$$G_{by} = G_b \cdot \cos(\alpha) = 98,1 \cdot \cos(15) = 94,7 [N] \quad (7.5.49)$$

$$G_{bx} = G_b \cdot \sin(\alpha) = 98,1 \cdot \sin(15) = 25,3 [N] \quad (7.5.50)$$

$$G_{py} = G_p \cdot \cos(\alpha) = 27,4 \cdot \cos(15) = 26,4 [N] \quad (7.5.51)$$

$$G_{px} = G_p \cdot \sin(\alpha) = 27,4 \cdot \sin(15) = 7 [N] \quad (7.5.52)$$

### Průměr čepu

Čep je namáhán statickým ohybovým momentem. Minimální průměr čepu bude vypočten z maximálního ohybového momentu působící na čep ( $M_{o4max}$ ).

$$\begin{aligned} M_{o4max} &= G_{by} \cdot y_4 + G_{py} \cdot y_4 - G_{bx} \cdot z_4 = 94,7 \cdot 115 + 26,4 \cdot 115 - 25,3 \cdot 200 = \\ &= 8866,5 [N \cdot mm] \end{aligned} \quad (7.5.53)$$

$$\sigma_{o4max} \cdot k_p \leq \sigma_{oD} \Rightarrow \frac{32 \cdot M_{o4max} \cdot k_p}{\pi \cdot d_4^3} \leq \sigma_{oD} \quad (7.5.54)$$

$$(7.5.54) \Rightarrow d_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{04max} \cdot k_p}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8866,5 \cdot 1,7}{\pi \cdot 160}} = 9,86 [mm] \Rightarrow 10 [mm]$$

### Ložiska

Rovnice rovnováhy:

$$x: R_{Hx} - G_{px} - G_{bx} = 0 \quad (7.5.55)$$

$$y: R_{Gy} + R_{Hy} - G_{by} - G_{py} = 0 \quad (7.5.56)$$

$$mH: R_{Gy} \cdot x_4 + G_{py} \cdot y_4 + G_{by} \cdot y_4 - G_{bx} \cdot z_4 = 0 \quad (7.5.57)$$

$$(7.5.55) \Rightarrow R_{Hx} = G_{px} + G_{bx} = 7 + 25,3 = 32,3 [N]$$

$$(7.5.57) \Rightarrow R_{Gy} = \frac{G_{bx} \cdot z_4 - G_{py} \cdot y_4 - G_{by} \cdot y_4}{x_4} = \frac{25,3 \cdot 200 - 26,4 \cdot 115 - 94,7 \cdot 115}{20} = -443,3 [N]$$

$$(7.5.56) \Rightarrow R_{Hy} = G_{by} + G_{py} - R_{Gy} = 94,7 + 26,4 + 443,3 = 564,4 [N]$$

Místo G - ložisko pro parametry:  $F_{rG} = R_{Gy} = 443,3 [N]$ ,  $F_{aG} = 0 [N]$ ,  $d_4 = 10 [mm]$

Volím kuličkové ložisko utěsněné 61800-RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 19 [mm], B = 5 [mm], C = 1380 [N], C_0 = 585 [N]$$

$$\frac{F_{aG}}{C_0} = \frac{0}{585} = 0 \Rightarrow e = 0 \quad (7.5.58)$$

$$\frac{F_{aG}}{F_{rG}} = \frac{0}{443,3} = 0 \leq e \Rightarrow P = F_{rG} = 443,3 [N] \quad (7.5.59)$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{1380}{443,3}\right)^3 = 30 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.60)$$

Místo H - ložisko pro parametry:  $F_{rH} = R_{Hy} = 564,4 [N]$ ,  $F_{aH} = R_{Hx} = 32,3 [N]$ ,  $d_4 = 10 [mm]$

Volím kuličkové ložisko utěsněné 61800-RS1 od SKF. Parametry ložiska [25]:

$$D = 19 [mm], B = 5 [mm], C = 1380 [N], C_0 = 585 [N]$$

$$\frac{F_{aH}}{C_0} = \frac{32,3}{585} = 0,055 \Rightarrow e = 0,25 \quad (7.5.61)$$

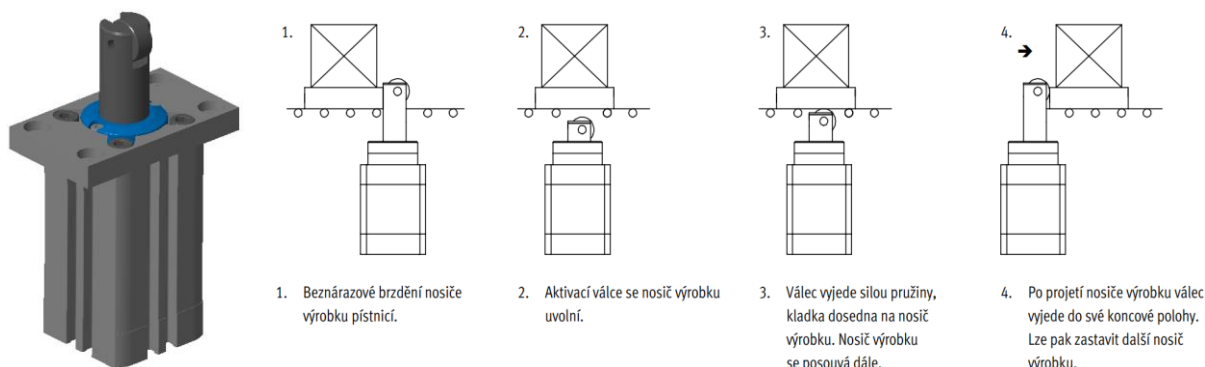
$$\frac{F_{aH}}{F_{rH}} = \frac{32,3}{564,4} = 0,057 \leq e \Rightarrow P = F_{rH} = 564,4 [N] \quad (7.5.62)$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{1380}{564,4}\right)^3 = 14 \cdot 10^6 [\text{otáček}] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.5.63)$$



## 7.6 Pneumatický zarážkový válec

Do vstupního otvoru zařízení byl zvolen pneumatický zarážkový válec DF SP-Q-32-25-R-PA od firmy Festo (obr. 7.6.1).

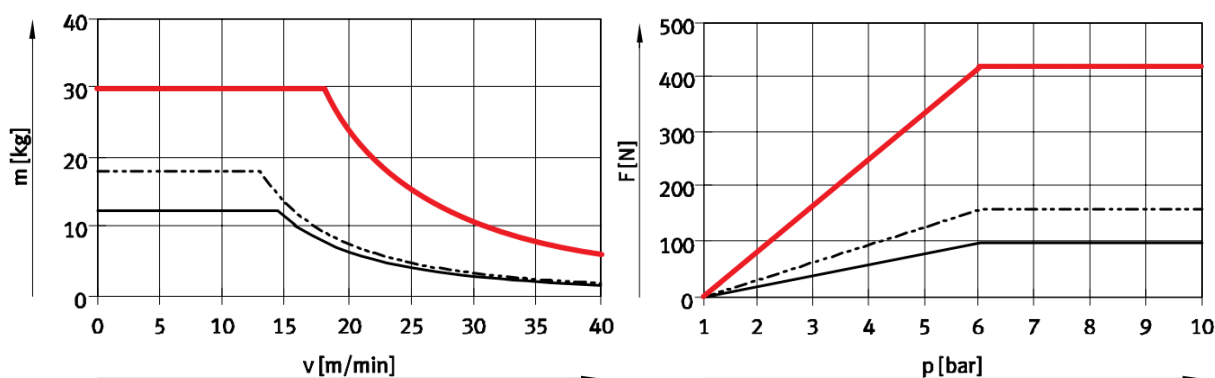


Obr. 7.6.1 Pneumatický zarážkový válec [26]

Dáno :

$\mu = 0,1$  (koef. tření),  $v = 25 \left[ \frac{m}{min} \right]$  (dopravní rychlost),  $m = 10 [kg]$  (hmotnost boxu),

$p = 6 [bar]$  (provozní tlak)



Obr. 7.6.2 Závislost dopravní rychlosti na přípustné hmotnosti [26] Obr. 7.6.3 Závislost provozního tlaku na přípustné síle [26]

### Kontrola přípustné hmotnosti

Podle obr. 7.6.2 je při dopravní rychlosti 25 [m/min] maximální přípustná hmotnost 15 [kg]. To znamená, že hmotnost boxu 10 [kg] je v pořádku.

### Kontrola přípustné příčné síly při vyjždění

$$F_q (\text{příčná síla}) = F_t (\text{třecí síla}) = \mu \cdot m \cdot g = 0,1 \cdot 10 \cdot 9,81 = 9,81 [N] \quad (7.6.1)$$

Podle obr. 7.6.3 je při provozním tlaku 6 [bar] maximální přípustná síla okolo 400 [N]. To znamená, že vypočtená síla 9,81 [N] je v pořádku.

## 7.7 Modální analýza rámu

Modální analýza rámu proběhla v programu Autodesk Inventor Professional 2018. Na obr. 7.7.1 je znázorněn analyzovaný rám. V tabulce 25 jsou uvedeny výsledky prvních šesti režimů.

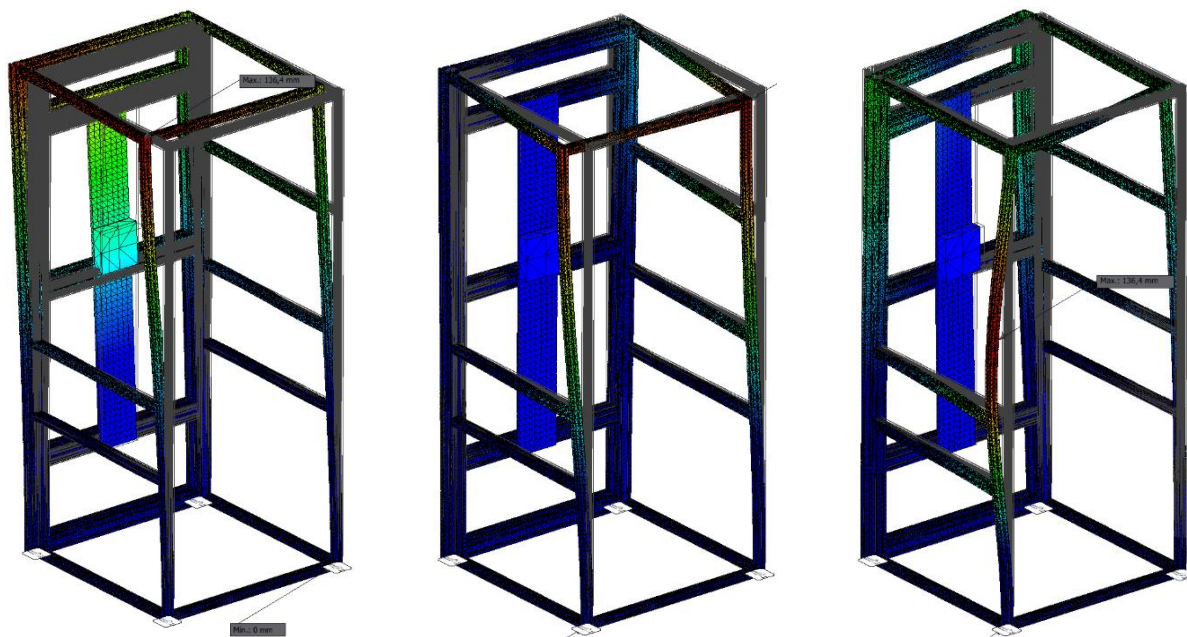


Obr. 7.7.1 Analyzovaný rám

Tab. 25 Vlastní frekvence rámu

režim	frekvence [Hz]
1	12,5
2	14,82
3	32,77
4	33,74
5	42,17
6	44,76

Lineární pohon generuje budící frekvence v rozsahu od 0 do 1,5 [Hz]. Jak je patrné z výsledků modální analýzy budící frekvence generované lineárním pohonem a vlastní frekvence rámu zařízení se nerovnají a ani se k sobě neblíží. Z toho plyne, že nemůže nastat rezonance, a tedy není nutné rám dále upravovat nebo vyztužovat. Na obrázku 7.7.2 jsou znázorněny tvary vlastních kmitů při prvních třech režimech.



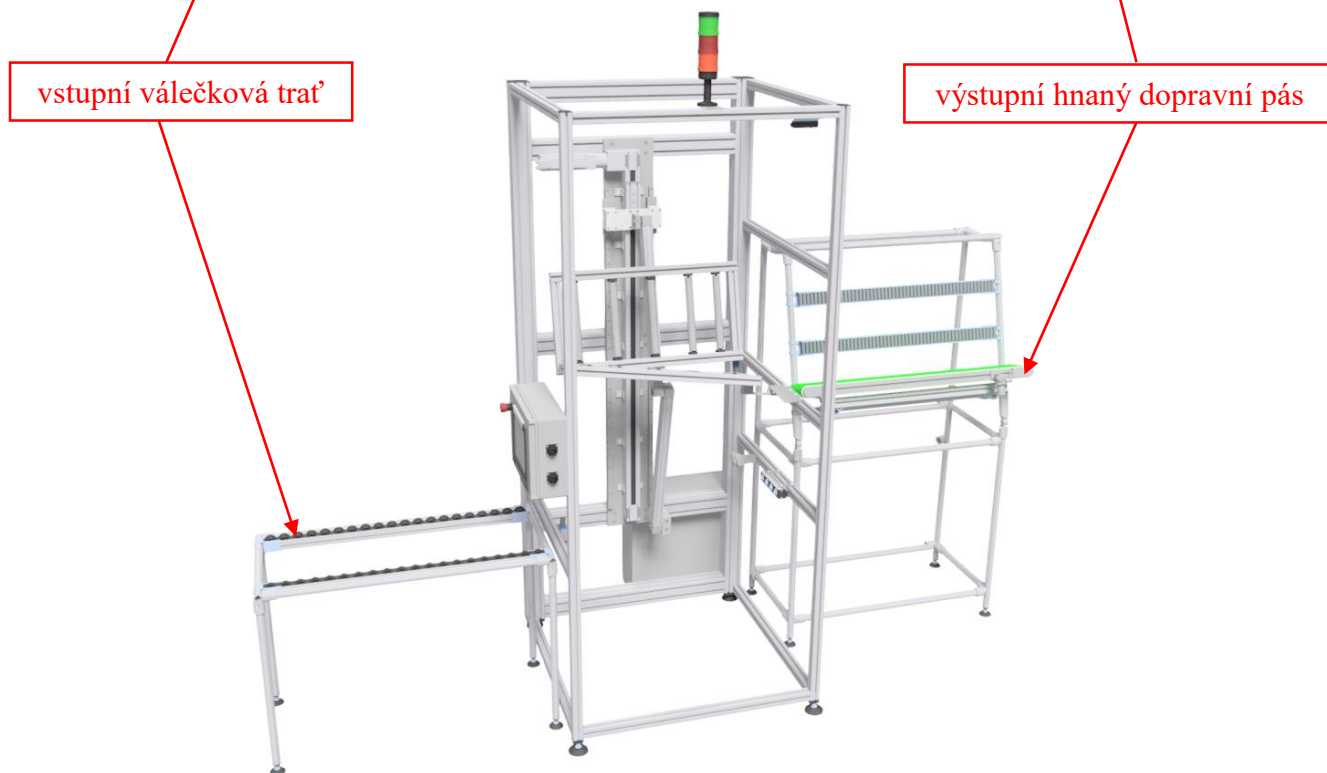
Obr. 7.7.2 Tvary vlastních kmitů

## 7.8 Konstrukce (3D sestava)

Na obr. 7.8.1 a obr. 7.8.2 je znázorněna 3D sestava zařízení. Vstupní válečková trať a výstupní hnáný dopravní pás jsou součástí výrobní linky.



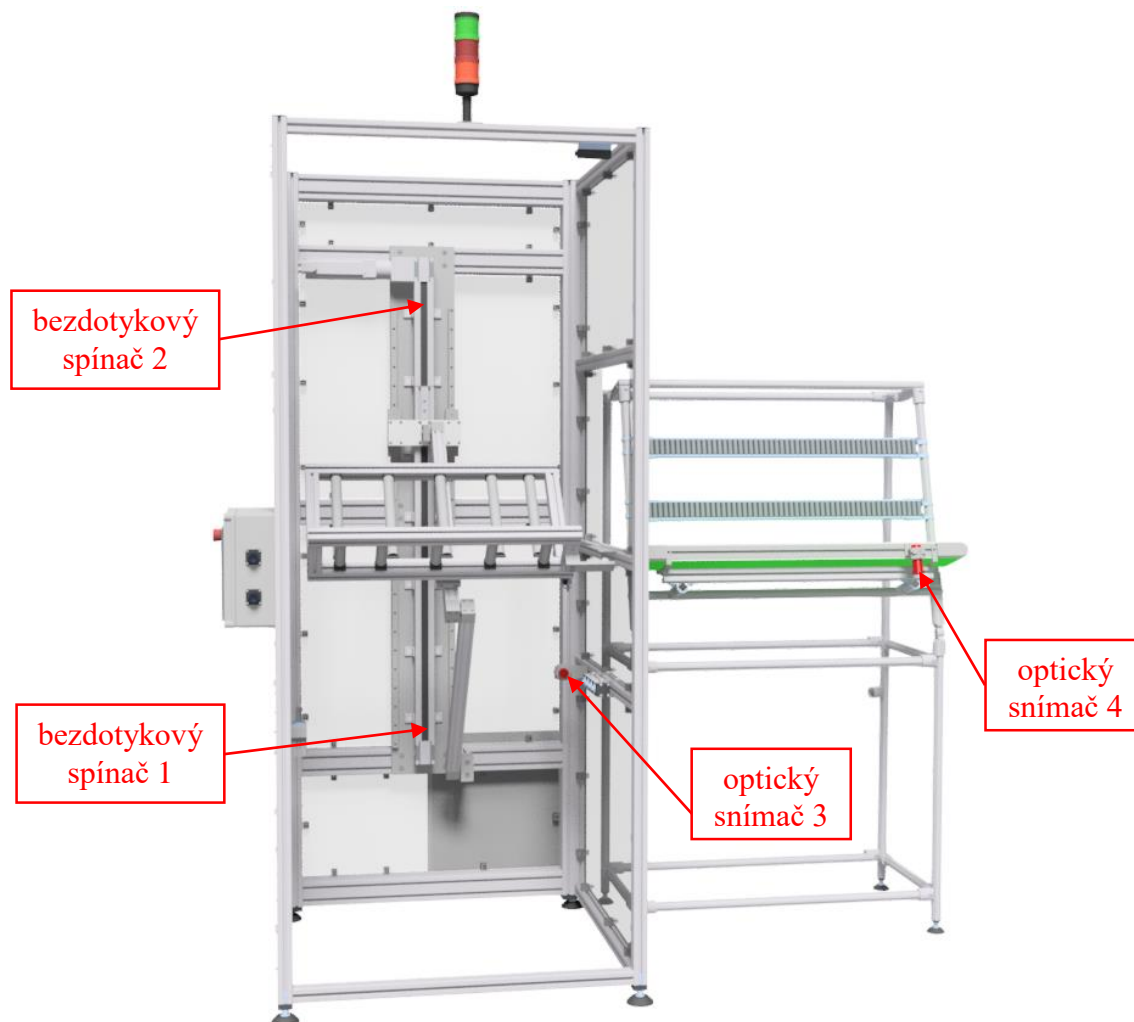
*Obr. 7.8.1 Zakrytované zařízení*



*Obr. 7.8.2 Zařízení bez zakrytování*

## 7.9 Řízení zařízení

Pro zajištění správné funkce je zařízení opatřeno dvěma bezdotykovými spínači a dvěma optickými snímači (obr. 7.9.1).

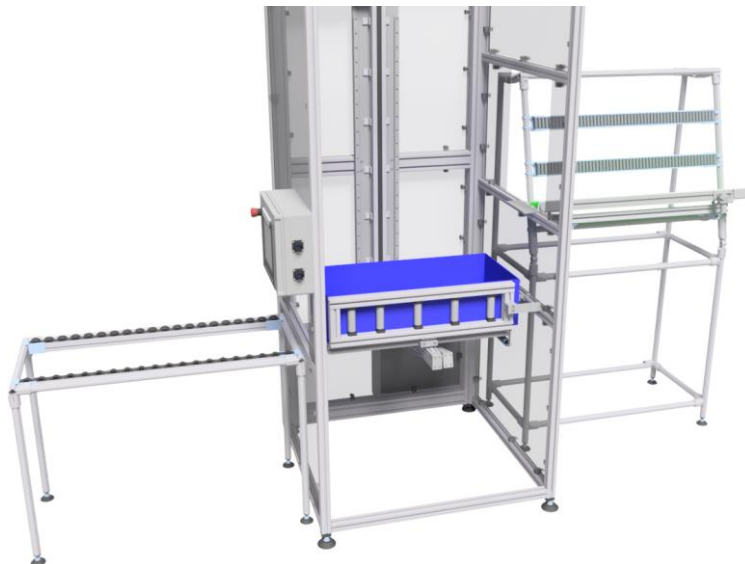


*Obr. 7.9.1 Zařízení se snímači a spínači*

Bezdotykové spínače 1 a 2 jsou umístěné v koncových polohách a dodávají se přímo s lineárním pohonem. Tyto spínače slouží jako pojistka pro zastavení jezdce lineárního pohonu v případě neočekávaných problémů s řízením servomotoru. Bezdotykový spínač 1 také slouží pro detekování zdvihacího mechanismu v dolní poloze, ve které je potřeba zasunout pneumatický zárážkový válec a tím umožnit založení boxu. Optický snímač 3 má za úkol po detekování nově založeného boxu dát povel lineárnímu pohonu k přesunu jezdce do horní polohy. Tento snímač se nachází u dorazu boxu v zařízení. Optický snímač 4 má za úkol po detekování zdviženého boxu dát povel lineárnímu pohonu k přesunu jezdce do dolní polohy. Tento optický snímač se nachází na výstupním hnaném dopravním pásu, který je součástí výrobní linky.

## 7.10 Pracovní postup

- 1) Jezdec lineárního pohonu se přesune do dolní polohy a bezdotykový spínač 1 udělí povel pro zasunutí pneumatického zarážkového válce. Operátor naplní box potřebnými dílci a založí do zařízení (Obr. 7.10.1). Založený box je detekován optickým snímačem 3, který udělí povel lineárnímu pohonu k přesunu jezdce do horní polohy.



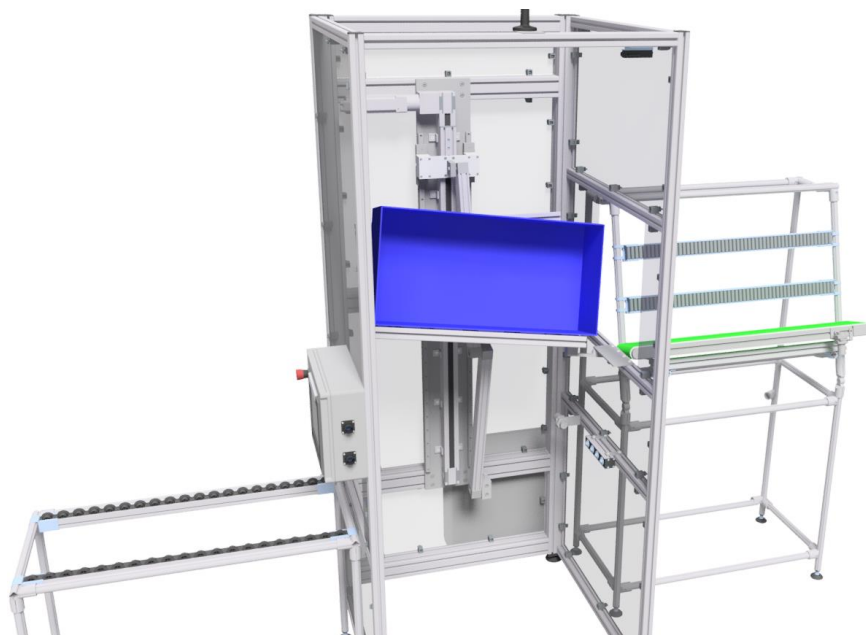
*Obr. 7.10.1 Založení boxu do zařízení*

- 2) Při přesunu jezdce lineárního pohonu do horní polohy dochází k současnému zdvihání a natáčení boxu do požadované výšky a polohy pomocí nůžkového mechanismu (obr. 7.10.2).



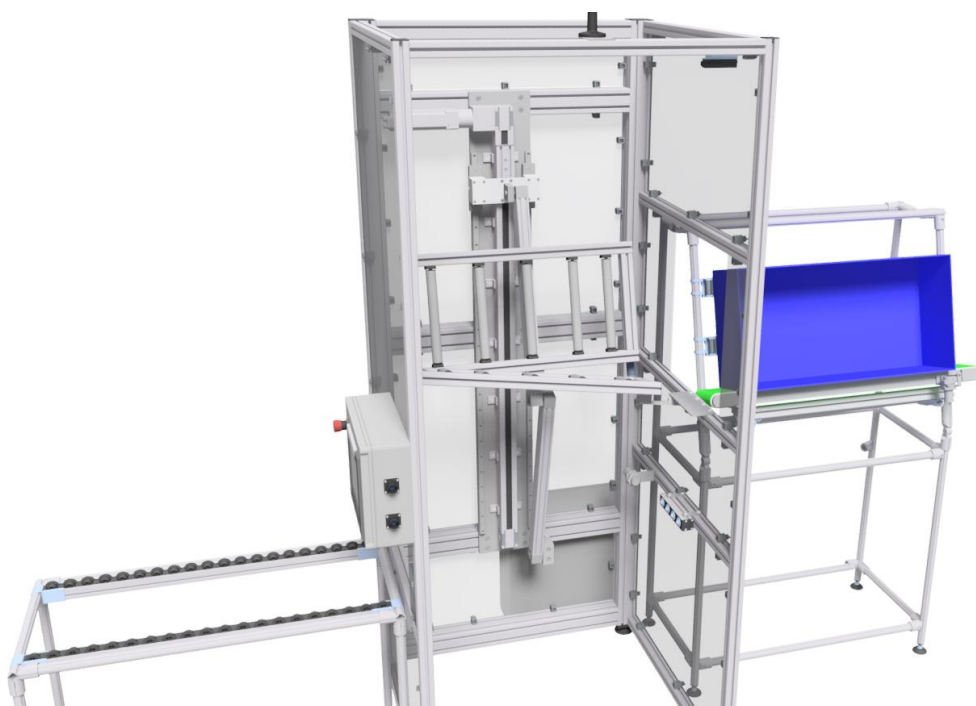
*Obr. 7.10.2 Přesun jezdce lineárního pohonu*

- 3) V horní poloze dochází ke kontaktu dorazu na plošině s dorazem na rámu zařízení. Tím se vyklopí dolní příčka plošiny a vytvoří se nakloněná rovina, po které box gravitačně vyjede ze zařízení na výstupní hnaný dopravní pás (obr. 7.10.3).



*Obr. 7.10.3 Gravitační výjezd boxu ze zařízení*

- 4) Výstupní hnaný dopravní pás posouvá box dále po výrobní lince. Optický snímač 4 box detekuje a udělí povел lineárnímu pohonu k přesunu jezdce do dolní polohy (obr. 7.10.4).



*Obr. 7.10.4 Posouvání boxu po výrobní lince*

## 8 Ekonomické zhodnocení

Zařízení se skládá z nakupovaných a vyráběných komponentů. Soupis těchto komponentů je zobrazen v tabulce 26.

Tab. 26 Souhrn komponentů zařízení

položka	technologie	materiál	částka [Kč]
hliníkové profily 80x80	nakupované	-----	8900
hliníkové profily 40x40			8800
hliníkové profily 60x40			900
krytky profilů			100
nohy rámu			2400
panty			690
zámek dveří			1100
bezpečnostní prvek dveří			3100
držáky zakrytování			6300
zakrytování – polykarbonátové desky			17500
doraz boxu uvnitř zařízení			750
válečky			3500
pružina plošiny			100
upevnění lineárního pohonu na desku Gleich			1700
přesná deska od Gleich			1800
elektromechanický lineární pohon			120000
lineární vedení			8900
pneumatický zárážkový válec			3000
elektrická rozvodná skříň			2000
andon			1500
PLC			10000
optické snímače			4000
ložiska + segerovky + valivý element na doraz plošiny + spojovací materiál			
doraz plošina	frézování	ocel	4000
držáky pneumatického zárážkového válce			
rotační uložení 1			
rotační uložení 2			
rotační uložení 3			
rotační uložení plošiny			
nosník	frézování	dural	3000
distanční hranoly			
čepy rotačních uložení	soustružení	ocel	1000
doraz rám	výpalek	ocel	1500
držáky dorazu boxu v zařízení			
držák andonu			
držáky pružiny			
Celková cena			221200

Celková cena uvedená v tabulce 26 neobsahuje náklady na sestavení, dopravu a oživení zařízení. Tato cena se musí navýšit o 40000 [Kč], tudíž celková cena zařízení činí 261200 [Kč].



## 9 Závěrečné zhodnocení

Cílem diplomové práce byla inovace zařízení pro zdvihání a natočení SPS boxů. Inovované zařízení má být umístěno na výrobní lince sloužící pro montáž klimatizačních jednotek ve společnosti DENSO Manufacturing Czech s.r.o. Inovace byla zaměřena především na odstranění nedostatků stávajícího zařízení, ale také k průzkumu dalších možností, jak zdvihnout a natočit box do požadované polohy.

Nejprve bylo nutné analyzovat současný stav výrobní linky, pro kterou je určeno inovované zařízení. Na této lince je zatím box zdvihán a natáčen ručně operátorem. Také bylo potřeba analyzovat současný stav výrobní linky, na které je umístěno výchozí (současné) zařízení. Výchozí zařízení je plně automatické, operátor tedy pouze zakládá box do zařízení. Zařízení bylo detailně popsáno a také byl nastíněn pracovní postup. Dále byla vytvořena funkční analýza, která popisuje vzájemné funkce jednotlivých komponentů. Nedostatečné a škodlivé funkce odhalily nedostatky stávajícího zařízení. Dále proběhla formulace inovačního záměru a také inovačního prohlášení. Další kapitola se zabývala odhalením inovačních příležitostí pomocí patentové rešerše a průzkumu trhu. Patentová rešerše byla zaměřena na princip zdvihání břemen (objektů). Při tomto byly prozkoumány databáze jako google patents a espacenet. Průzkum v databázi espacenet proběhl pomocí mezinárodního patentového třídníku a vyhledávání v databázi google patents proběhlo pomocí klíčových slov. Patentová rešerše odhalila tři zajímavé principy zdvihání břemen a byla doplněna o průzkum trhu zaměřeného na rámové konstrukce a lineární pohonné jednotky. Další kapitola se věnovala návrhu tří konceptů odstraňujících zjištěné nedostatky stávajícího zařízení. Při generování konceptů byl zohledněn stanovený maximální zástavbový prostor zařízení. Jednotlivé koncepty byly popsány a objektivně zhodnoceny. Výběr finálního konceptu proběhl pomocí metody AHP a zvolených kritérií. Z toho vyšel vítězný koncept využívající nůžkového mechanismu. Vítězný koncept byl dále optimalizován pomocí metod DFX a FMEA-K. Další kapitola se zabývala detailní konstrukcí vítězného konceptu. V této kapitole je objasněna volba a výpočty jednotlivých komponentů zařízení. V první řadě byla přepočítána požadovaná životnost celého zařízení na jednotlivé komponenty (lineární pohon, lineární vedení a ložiska). Dále byla popsána přesná deska od firmy Gleich, jenž slouží pro ukotvení lineárního pohonu a lineárního vedení na rám zařízení. Nůžkový mechanismus je roztahován pomocí elektromechanického lineárního pohonu s ozubeným řemenem. Pro výběr přesného typu pohonu bylo potřeba určit délku zdvihu, profil pohybu, hmotnost pohybované zátěže a externí síly působící na pohon. Přesný typ lineárního pohonu s požadovanou životností byl zvolen pomocí konfigurátoru na



stránkách Itemu. Z tohoto konfigurátoru byl také vyčten výsledný diagram pohybu s potřebnými hodnotami polohy, rychlosti a zrychlení jezdce. Po stanovení hmotnosti pohybované zátěže bylo možné přistoupit k výběru lineárního vedení s požadovanou životností. Lineární vedení slouží pro zachytávání momentů generovaných tíhovou silou pohybované zátěže. Dále byly stanoveny reakce v uložení rotačních uložení nůžkového mechanismu pomocí modulu „mechanismy“ v programu Creo parametric 3.0. Maximální hodnoty reakcí posloužily pro stanovení průměrů čepů, a také ke kontrole životnosti ložisek. V rotačním uložení plošiny byl stanoven průměr čepu a provedena kontrola životnosti ložisek z nákresu silového působení. U zvoleného zářezového pneumatického válce byla zkontrolována přípustná hmotnost a přípustná síla při vyjíždění. Navržený rám zařízení byl prověřen pomocí modální analýzy. Z výsledků vyplynulo, že nejsou potřeba další úpravy. Pro zajištění správné funkce zařízení byly zvoleny dva bezdotykové spínače a dva optické snímače. Dále byl nastíněn pracovní postup inovovaného zařízení. Zařízení také bylo ekonomicky zhodnoceno a v souhrnné tabulce byly uvedeny ceny nakupovaných a vyráběných dílů. Cena těchto dílů byla ve výsledku doplněna o náklady na sestavení, dopravu a oživení. Výsledná cena zařízení je tedy 261 200 [Kč]. Ze 3D modelu (kapitola 7.8) byl následně vytvořen výkres celkové sestavy s kusovníkem. Z počítaných dílů byly vytvořeny výrobní výkresy.

Doba cyklu inovovaného zařízení je 25 [s]. Pomocí nůžkového mechanismu je box současně zdvihnut o 500 [mm] a natočen o 75 [°]. Na nůžkový mechanismus je upevněna plošina, která je navržena na zdvihání boxu o velikosti 800x200x400 [mm]. Elektromechanický lineární pohon je zvolen s ohledem na zdvihání boxu o hmotnosti 10 [kg] a dobu cyklu zařízení 25 [s]. Zástavbový prostor zařízení je 1000x2324x1020 [mm]. Komponenty zařízení splňují požadavek minimální životnosti 3 let. Z tohoto vyplývá, že inovované zařízení splňuje požadované parametry a byly splněny cíle práce.

## Použitá literatura

- [1] Výrobky Denso. *DENSO Crafting the Core* [online]. Liberec: Denso Crafting the Core, c2019 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://www.denso.cz/vyrobky/>
- [2] MAŠÍN, Ivan, Michal PETRŮ a Ondřej NOVÁK. *Metody inovačního inženýrství na mikro-úrovni*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-187-0.
- [3] SPERANZA INC. *Adjustable mounting cart for a whiteboard and projector*. US7832694B2. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/US7832694?q=stand+for+whiteboard>
- [4] NEDPACK. *Device for transferring goods*. EP0999152A1. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/EP0999152A1/en?q=EP0999152A1>
- [5] AUTOMATAN LLC AUTOMATAN INC. *Robotic lifting apparatus*. US8777551B1. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/US8777551B1/en?q=robot&q=lifting&oq=robot+lifting&page=1>
- [6] Systémy hliníkových profilů. In: *HABERKORN* [online]. Mokrý Lazec: HABERKORN, [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/systemy-hlinikovych-profilu/>
- [7] Materiál a příslušenství (MB). *HABERKORN* [online]. Mokrý Lazec: HABERKORN, [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/material-a-prislusenstvi/>
- [8] Přímocharé pohony DGC-K. In: *FESTO* [online]. Praha: FESTO, 2016 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/DGC-K\\_CZ.PDF](https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DGC-K_CZ.PDF)
- [9] Válc dle norem DSBC, ISO 15552. In: *FESTO* [online]. Praha: FESTO, 2017 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/DSBC\\_CZ.PDF](https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DSBC_CZ.PDF)
- [10] Porovnání pneumatických, hydraulických a elektrických lineárních pohonů. *E-KONSTRUKTÉR* [online]. Praha: E-KONSTRUKTÉR, 2015 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/porovnan-pneumatickych-hydraulickych-a-elektrickych-linearnich-pohonu>
- [11] Hydraulické válce. In: *PARKER* [online]. Chomutov: PARKER, 2014 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicke-valce/>
- [12] Kde použít elektropohon s ozubeným řemenem?. *E-KONSTRUKTÉR* [online]. Praha: E-KONSTRUKTÉR, 2013 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/kde-pouzit-elektropohon-s-ozubenym-remenem>
- [13] Pohony s ozubeným řemenem EGC-TB-KF, kuličková oběžná pouzdra. In: *FESTO* [online]. Praha: FESTO, 2017 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/EGC-TB\\_CZ.PDF](https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/EGC-TB_CZ.PDF)

- [14] Pohony s vřetenem EGC-BS-KF, s vedením v kuličkových oběžných pouzdech. In: *FESTO* [online]. Praha: FESTO, 2017 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/EGC-BS\\_CZ.PDF](https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/EGC-BS_CZ.PDF)
- [15] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory* [online]. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TUO, 2007 [cit. 2019-04-03]. ISBN 978-80-248-1522-0. Dostupné z: [http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta\\_PRaM.pdf](http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf)
- [16] Prorunner mk5 vertical conveyor. In: *PINTEREST* [online].: Qimarox, [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/pin/522417625495135385/?lp=true>
- [17] JANDOVÁ, Věra. *AHP - její silné a slabé stránky* [online]. Olomouc, 2012 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://theses.cz/id/5j4i3e/Jandova\\_-\\_AHP\\_Jeji\\_silne\\_a\\_slabe\\_stranky.pdf](https://theses.cz/id/5j4i3e/Jandova_-_AHP_Jeji_silne_a_slabe_stranky.pdf). Diplomová práce. UNIVERZITA PALACKÉHO V OLOMOUCI. Vedoucí práce Doc. RNDr. Jana Talašová, CSc.
- [18] MAŠÍN, Ivan. *INOVAČNÍ INŽENÝRSTVÍ - Plánování a návrh inovovaného výrobku*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012. ISBN 978-80-7372-852-6.
- [19] G.AL® C250. *GLEICH ALUMINIUM* [online]. Kaltenkirchen: GLEICH ALUMINIUM, 2016 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://gleich.de/cz/wp-content/uploads/sites/8/2017/04/cz\\_g.al\\_c250.pdf](https://gleich.de/cz/wp-content/uploads/sites/8/2017/04/cz_g.al_c250.pdf)
- [20] Vyhledávání zboží Katalog pružiny. *GUTEKUNST FEDERN* [online]. Metzingen: GUTEKUNST FEDERN, [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.federnshop.com/cz/katalog\\_pruzin.html?s=RZ-162JI](https://www.federnshop.com/cz/katalog_pruzin.html?s=RZ-162JI)
- [21] Motion profile. *ITEM MotionDesigner* ® [online].: ITEM, [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <http://motiondesigner.item24.de/DEen/#/drivingProfile/2b0f17c4-1734-11e9-9909-00144fe50032>
- [22] Vozík EGH. In: *HIWIN® Motion Control & systems* [online]. Brno: HIWIN, ---- [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-eg-qe/23\\_vozik-egh](https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-eg-qe/23_vozik-egh)
- [23] PMI Lineární vedení. In: *ELO TOMAN* [online]. Žamberk: ELO TOMAN, ---- [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.loziska.com/store/lin\\_vedeni\\_pmi.pdf](https://www.loziska.com/store/lin_vedeni_pmi.pdf)
- [24] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY*. 4. doplněné vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [25] *Hlavní katalog SKF*. Praha: SKF, 1995. ISBN Katalog 4 000/IV CS.
- [26] Zarážkové válce DFSP. In: *FESTO* [online]. Praha: FESTO, 2015 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/DFSP\\_CZ.PDF](https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DFSP_CZ.PDF)

## Přehled použitých obrázků a tabulek

Obr. 1.1.1 Klimatizační jednotka.....	14
Obr. 1.1.2 Topné těleso.....	14
Obr. 1.1.3 Kondenzátor.....	15
Obr. 1.1.4 Chladič.....	15
Obr. 1.1.5 Výparník.....	15
Obr. 1.1.6 Řemenice.....	15
Obr. 3.1.1 Výrobní linka A.....	17
Obr. 3.2.1 Výrobní linka B.....	18
Obr. 3.2.2 Stávající zařízení (zakrytované).....	19
Obr. 3.2.3 Stávající zařízení (bez zakrytování).....	20
Obr. 3.2.4 Funkční analýza.....	22
Obr. 4.1.1 Patent 1 (poloha 1).....	25
Obr. 4.1.2 Patent 1 (poloha 2).....	25
Obr. 4.1.3 Patent 1 (poloha3).....	25
Obr. 4.1.4 Patent 2.....	26
Obr. 4.1.5 Patent 3.....	26
Obr. 4.2.1 Systém hliníkových profilů od firmy Item.....	27
Obr. 4.2.2 Pneumatický pohon bezpístnicový.....	28
Obr. 4.2.3 Pneumatický pohon s pístnicí.....	28
Obr. 4.2.4 Hydraulický pohon s pístnicí.....	29
Obr. 4.2.5 Elektromechanický pohon s ozubeným řemenem.....	30
Obr. 4.2.6 Elektromechanický pohon s kuličkovým šroubem.....	31
Obr. 4.2.7 Průmyslové roboty s různou nosností (vlevo 16 kg, vpravo 30-60 kg).....	32
Obr. 4.2.8 Vertikální dopravník.....	32
Obr. 5.1.1 Koncept A.....	33
Obr. 5.1.2 Uchopovací přípravek.....	34
Obr. 5.2.1 Koncept B (pohled zepředu).....	35
Obr. 5.2.2 Koncept B (pohled zezadu).....	36
Obr. 5.2.3 Zdvihačí plošina.....	37
Obr. 5.2.4 Lineární část pohybu.....	37

Obr. 5.2.5 Opisování dráhy oblouku.....	37
Obr. 5.2.6 Zakládací plošina.....	38
Obr. 5.2.7 Otočná plošina.....	38
Obr. 5.3.1 Koncept C.....	40
Obr. 5.3.2 Nůžkový mechanismus.....	41
Obr. 5.3.3 Plošina.....	42
Obr. 6.1.1 Rotační uložení nůžkového mechanismu.....	47
Obr. 6.1.2 Nosník s distančními hranoly.....	47
Obr. 6.1.3 Rotační uložení plošiny.....	47
Obr. 6.1.4 Doraz na plošině.....	47
Obr. 6.1.5 Držáky pneumatického zarážkového válce.....	47
Obr. 6.1.6 Původní princip.....	48
Obr. 6.1.7 Optimalizovaný návrh.....	48
Obr. 7.3.1 Skica nůžkového mechanismu.....	52
Obr. 7.3.2 Skica nakloněné roviny.....	54
Obr. 7.3.3 Zvolená tažná pružina.....	54
Obr. 7.3.4 Silové schéma dolní výklopné příčky plošiny.....	55
Obr. 7.3.5 Zvolený lineární pohon.....	55
Obr. 7.3.6 Diagram pohybu s tabulkou hodnot.....	56
Obr. 7.4.1 Lineární vedení EGH20SA.....	56
Obr. 7.4.2 Silové schéma lineárního vedení.....	56
Obr. 7.5.1 Skica nůžkového mechanismu.....	59
Obr. 7.5.2 Rotační uložení 1.....	60
Obr. 7.5.3 Silové schéma rotačního uložení 1 (ložiska).....	60
Obr. 7.5.4 Rotační uložení 2.....	62
Obr. 7.5.5 Silové schéma rotačního uložení 2 (ložiska).....	62
Obr. 7.5.6 Rotační uložení 3.....	64
Obr. 7.5.7 Silové schéma rotačního uložení 3 (ložiska).....	64
Obr. 7.5.8 Rotační uložení plošiny.....	66
Obr. 7.5.9 Silové schéma rotačního uložení plošiny.....	66
Obr. 7.6.1 Pneumatický zarážkový válec.....	68
Obr. 7.6.2 Závislost dopravní rychlosti na přípustné hmotnosti.....	68

Obr. 7.6.3 Závislost provozního tlaku na přípustné síle.....	68
Obr. 7.7.1 Analyzovaný rám.....	69
Obr. 7.7.2 Tvary vlastních kmitů.....	69
Obr. 7.8.1 Zakrytované zařízení.....	70
Obr. 7.8.2 Zařízení bez zakrytování.....	70
Obr. 7.9.1 Zařízení se snímači a spínači.....	71
Obr. 7.10.1 Založení boxu do zařízení.....	72
Obr. 7.10.2 Přesun jezdce lineárního pohonu.....	72
Obr. 7.10.3 Gravitační výjezd boxu ze zařízení.....	73
Obr. 7.10.4 Posouvání boxu po výrobní lince.....	73
Tab. 1 Parametry zařízení.....	16
Tab. 2 Rozdíl výrobních linek.....	17
Tab. 3 Ergonomická zátěž.....	18
Tab. 4 Pracovní postup stávajícího zařízení.....	21
Tab. 5 Inovační prohlášení.....	23
Tab. 6 Porovnávací poměry.....	43
Tab. 7 Porovnávací matice 1.....	44
Tab. 8 Normalizovaná matice s relativními prioritami 1.....	44
Tab. 9 Porovnávací matice 2.....	44
Tab. 10 Normalizovaná matice s relativními prioritami 2.....	44
Tab. 11 Porovnávací matice 3.....	44
Tab. 12 Normalizovaná matice s relativními prioritami 3.....	44
Tab. 13 Porovnávací matice 4.....	44
Tab. 14 Normalizovaná matice s relativními prioritami 4.....	44
Tab. 15 Porovnávací matice 5.....	45
Tab. 16 Normalizovaná matice s relativními prioritami 5.....	45
Tab. 17 Porovnávací matice 6.....	45
Tab. 18 Normalizovaná matice s relativními prioritami 6.....	45
Tab. 19 Výběr finálního konceptu.....	45
Tab. 20 FMEA-K pro inovované zařízení.....	50
Tab. 21 Vlastnosti přesné desky od firmy Gleich.....	51
Tab. 22 Zvolený profil pohybu.....	52

Tab. 23 Soupis dílů pohybované zátěže.....	53
Tab. 24 Výsledky analýzy – radiální síly v rotačních uloženích.....	59
Tab. 25 Vlastní frekvence rámu.....	69
Tab. 26 Souhrn komponentů zařízení.....	74

## **Seznam příloh**

DP0000 – výkres sestavy zařízení s kusovníkem (SESTAVA\_ZARIZENI)

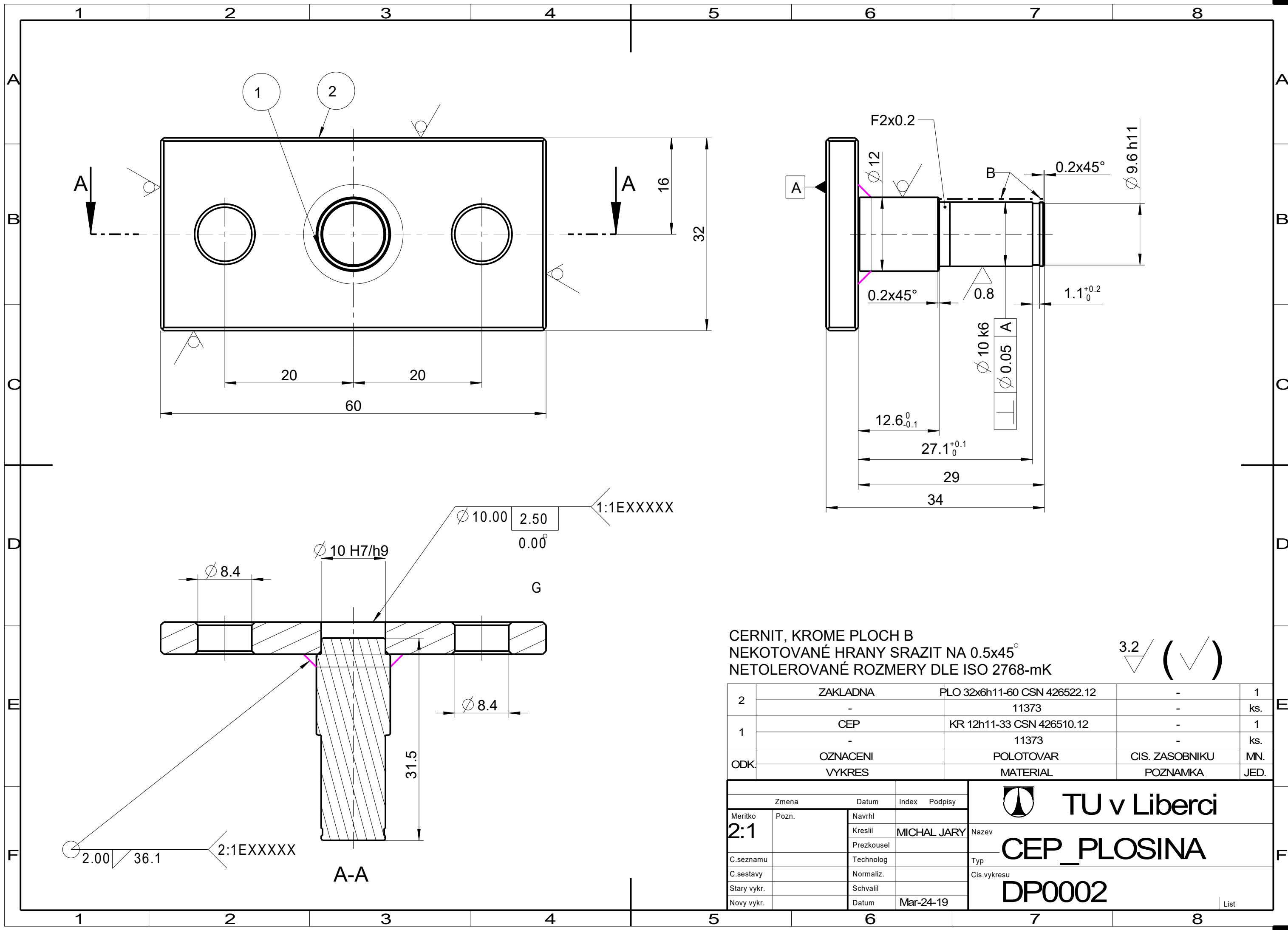
DP1000 – výkres rámu s kusovníkem (SESTAVA\_RAM)

DP0001 – výkres čepu rotačních uložení (CEP\_ROT\_ULOZENI)

DP0002 – výkres čepu plošiny (CEP\_PLOSINA)







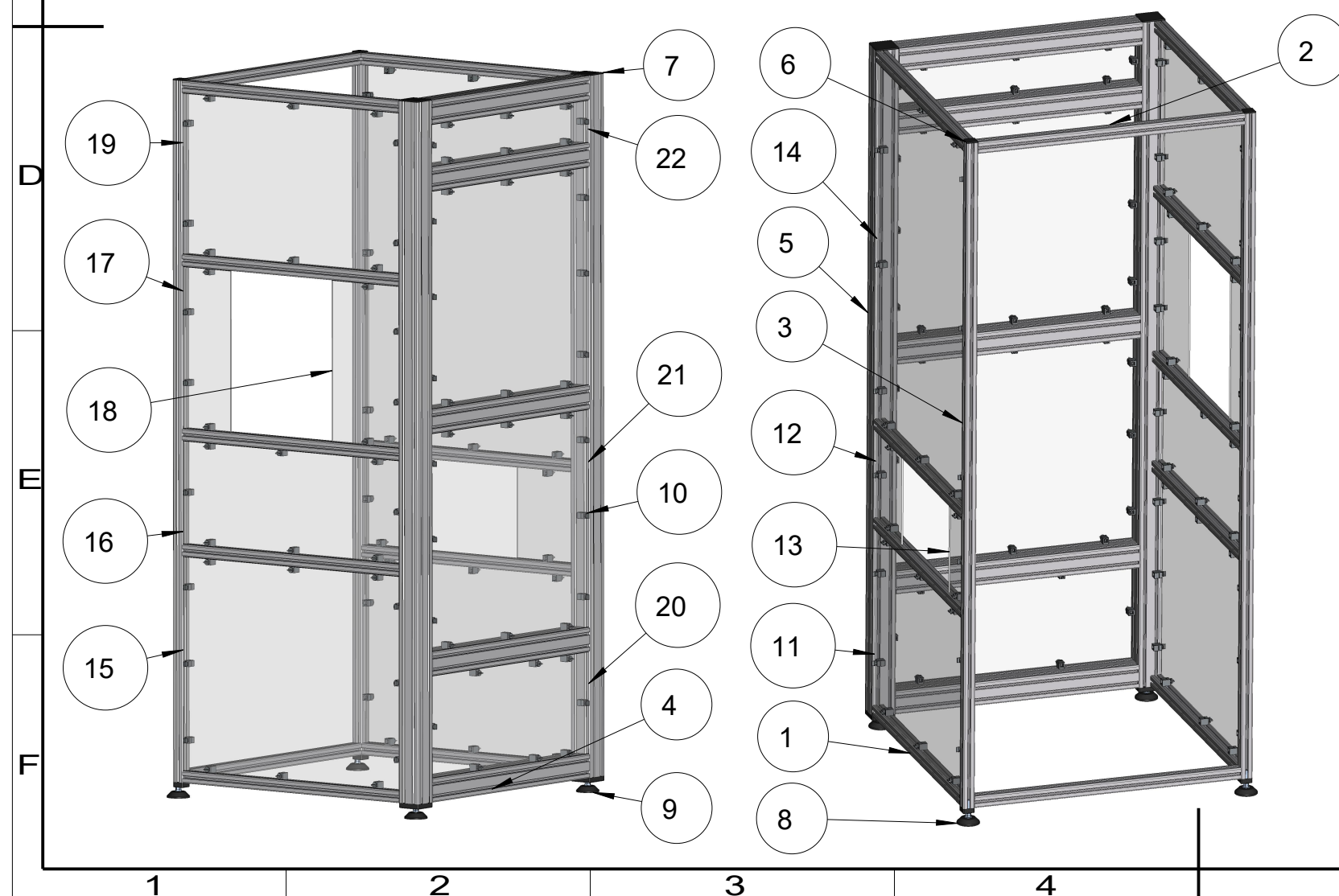
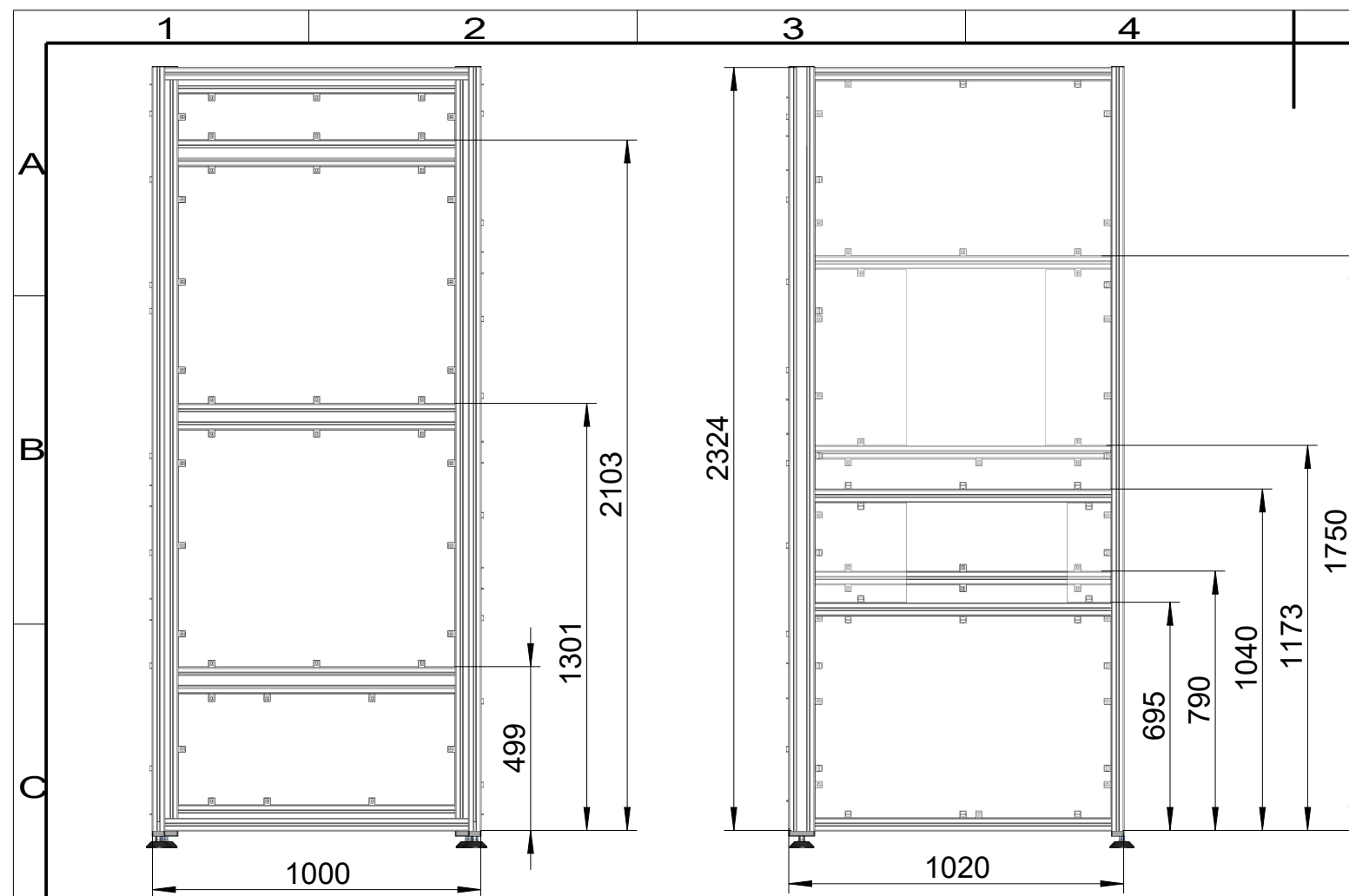
CERNIT, KROME PLOCH B  
NEKOTOVANÉ HRANY SRAZIT NA 0.5x45°  
NETOLEROVANÉ ROZMERY DLE ISO 2768-mK

3.2 (✓)

2	ZAKLADNA	PLO 32x6h11-60 CSN 426522.12	-	1
	-	11373	-	ks.
1	CEP	KR 12h11-33 CSN 426510.12	-	1
	-	11373	-	ks.
ODK	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

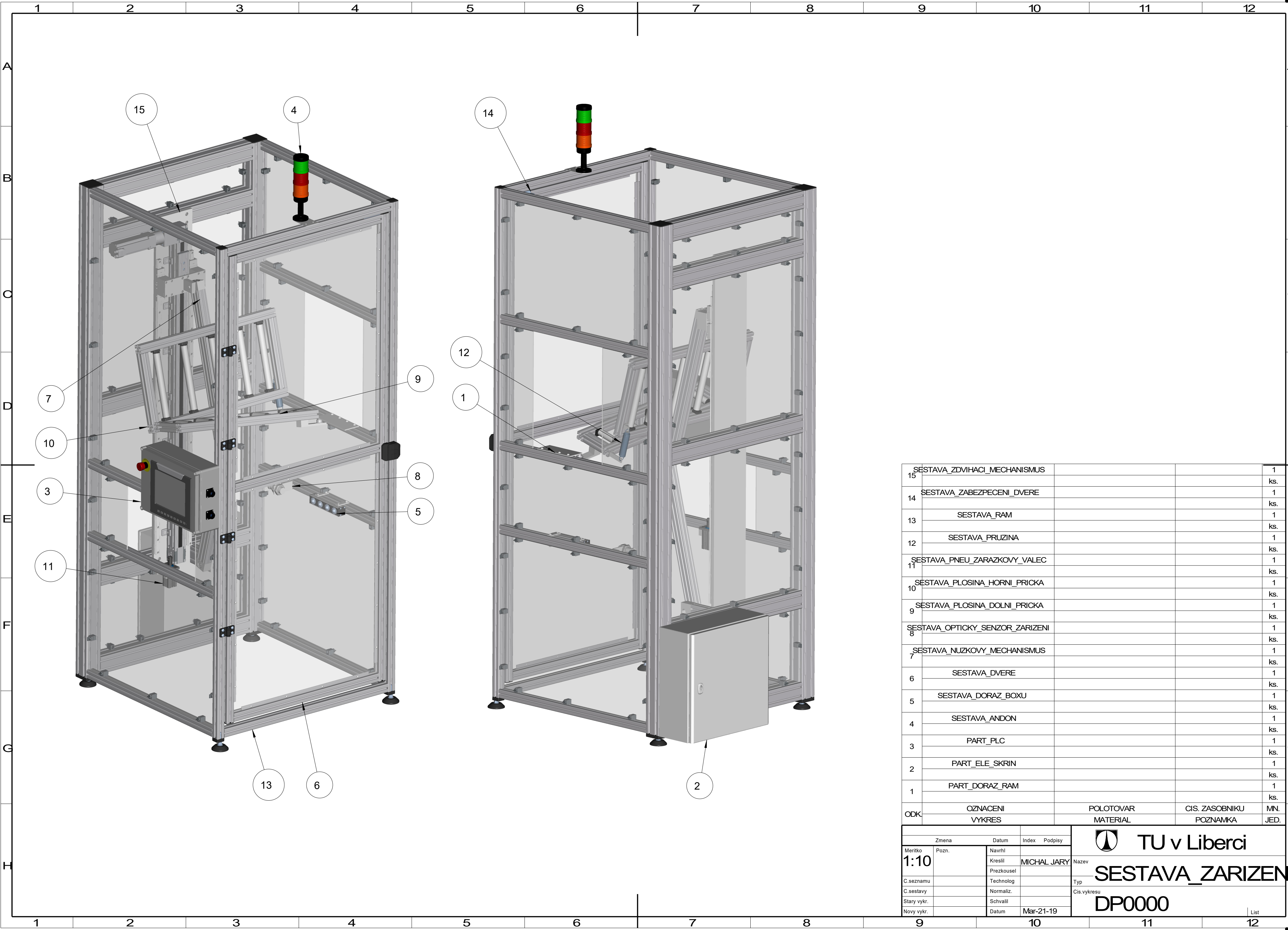
Zmena	Datum	Index	Podpisy
Meritko	Pozn.	Navrhl	
2:1		Kreslil	MICHAL JARY
C.seznamu		Prezkousel	
C.sestavy		Technolog	
Stary vykr.		Normaliz.	
Novy vykr.		Schvalil	
	Datum	Mar-24-19	

	TU v Liberci
Nazev	CEP_PLOSINA
Typ	DP0002
Cis.vykresu	
List	




22	ZAKRYTOVANI_12_837X138-5			1	A
				ks.	
21	ZAKRYTOVANI_11_837X719-5			2	
				ks.	
20	ZAKRYTOVANI_10_837X336-5			1	B
				ks.	
19	ZAKRYTOVANI_9_897X531-5			1	
				ks.	
18	ZAKRYTOVANI_8_534X277-5			1	C
				ks.	
17	ZAKRYTOVANI_7_534X197-5			1	
				ks.	
16	ZAKRYTOVANI_6_897X340-5			1	D
				ks.	
15	ZAKRYTOVANI_5_897X707-5			1	
				ks.	
14	ZAKRYTOVANI_4_897X1241-5			1	E
				ks.	
13	ZAKRYTOVANI_3_302X132-5			1	
				ks.	
12	ZAKRYTOVANI_2_302X277-5			1	
				ks.	
11	ZAKRYTOVANI_1_897X612-5			1	
				ks.	
10	UPEVNENI_ZAKRYTOVANI			106	
				ks.	
9	NOHA_80X80			2	
				ks.	
8	NOHA_40X40			2	
				ks.	
7	KRYTKA_PROFILU_80X80			2	
				ks.	
6	KRYTKA_PROFILU_40X40			2	
				ks.	
5	ITEM_80X80-2324			2	
				ks.	
4	ITEM_80X80-840			5	
				ks.	
3	ITEM_40X40-2324			2	
				ks.	
2	ITEM_40X40-920			2	E
				ks.	
1	ITEM_40X40-900			9	
				ks.	
ODK	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.	
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.	

Zmena		Datum	Index	Podpisy	 <b>TU v Liberci</b> Nazev <b>SESTAVA_RAM</b> Typ Cis.vykresu <b>DP1000</b>
Meritko <b>1:20</b>	Pozn.	Navrhl			
		Kreslil	<b>MICHAL JARY</b>		
		Prezkousel			
C.seznamu		Technolog			
C.sestavy		Normaliz.			
Stary vykr.		Schvalil			
Novy vykr.		Datum	<b>Mar-20-19</b>		



15	SESTAVA_ZDVIHACI_MECHANISMUS			1
				ks.
14	SESTAVA_ZABEZPECENI_DVERE			1
				ks.
13	SESTAVA_RAM			1
				ks.
12	SESTAVA_PRUZINA			1
				ks.
11	SESTAVA_PNEU_ZARAZKOVY_VALEC			1
				ks.
10	SESTAVA_PLOSINA_HORNI_PRICKA			1
				ks.
9	SESTAVA_PLOSINA_DOLNI_PRICKA			1
				ks.
8	SESTAVA_OPTICKY_SENZOR_ZARIZENI			1
				ks.
7	SESTAVA_NUZKOVY_MECHANISMUS			1
				ks.
6	SESTAVA_DVERE			1
				ks.
5	SESTAVA_DORAZ_BOXU			1
				ks.
4	SESTAVA_ANDON			1
				ks.
3	PART_PLC			1
				ks.
2	PART_ELE_SKRIN			1
				ks.
1	PART_DORAZ_RAM			1
				ks.
ODK	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena		Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci
Meritko	Pozn.	Navrhl			
1:10		Kreslil	MICHAL JARY		Nazev
		Prezkousel			SESTAVA_ZARIZENI
C.seznamu		Technolog			Typ
C.sestavy		Normaliz.			Cis.vykresu
Stary vykr.		Schvalil			DP0000
Novy vykr.		Datum	Mar-21-19		